

Министерство путей сообщения Российской Федерации  
Дальневосточный государственный университет путей сообщения

Кафедра “Тепловозы и тепловые  
двигатели”  
З.Б. Погребинский  
А.Ю. Коньков

## **ЛОКОМОТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ**

Методические указания  
на выполнение лабораторных работ  
Часть 1

Хабаровск  
2000

Рецензент: Доцент кафедры “Тепловозы и тепловые двигатели”  
Дальневосточного государственного университета путей сообщения *В.В.  
Литвинчук*

В указаниях приведены сведения, необходимые для выполнения лабораторных работ по курсу “Локомотивные энергетические установки”. В первую часть указаний включены работы, связанные с определением фаз газораспределения четырехтактного ДВС, проведением испытаний двигателя по нагрузочной характеристике, индицированию ДВС и определению цетановых чисел дизельного топлива.

Методические указания предназначены для студентов специальности “Локомотивы” всех форм обучения.

### **СОДЕРЖАНИЕ**

#### **ВВЕДЕНИЕ**

#### **[Лабораторная работа № 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ](#)**

##### **[1.1. Цель работы](#)**

##### **[1.2. Устройство и принцип работы системы газораспределения двигателя внутреннего сгорания](#)**

##### **1.3. Описание лабораторного стенда**

##### **1.4. Порядок выполнения работы**

##### **1.5. Контрольные вопросы**

## Лабораторная работа № 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 2.1. Цель работы

### 2.2. Характеристики двигателей

### 2.3. Описание лабораторного стенда для определения нагрузочной характеристики

### 2.4. Порядок выполнения работы

### 2.5. Обработка опытных данных

### 2.6. Контрольные вопросы

## Лабораторная работа № 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

### 3.1. Цель работы

### 3.2. Объект исследований и оборудование

### 3.3. Анализ индикаторной диаграммы

### 3.4. Порядок выполнения работы

### 3.5. Контрольные вопросы

## Лабораторная работа № 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕТАНОВОГО ЧИСЛА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

### 4.1. Цель работы

### 4.2. Воспламеняемость топлива

### 4.3. Стандартный метод определения цетанового числа

### 4.4. Приближенный метод определения цетанового числа

### 4.5. Порядок выполнения работы

### 4.6. Контрольные вопросы

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### **ВВЕДЕНИЕ**

Лабораторная база кафедры “Тепловозы и тепловые двигатели” в последнее время подвергалась модернизации. Значительно обновилось оборудование, смонтированы новые стенды, расширилось использование новой измерительной аппаратуры, современной компьютерной техники. Это потребовало переработки методической литературы, используемой в учебном процессе, в частности, по дисциплине “Локомотивные энергетические установки (ЛЭУ)”.

В методических указаниях на выполнение лабораторных работ по ЛЭУ дается необходимый теоретический материал, расширяющий представление студентов о соответствующих разделах учебной дисциплины: конструкции и принципе работы газораспределения ДВС; различных режимов работы дизелей; технико-экономических показателей на основе индицирования и определения цетанового числа – одного из важнейших показателей дизельного топлива.

В методических указаниях приведен достаточный справочный материал и необходимый объем аналитических выражений для обработки опытных данных и анализа полученных результатов.

Выбранный перечень лабораторных работ и содержание методических указаний на их выполнение соответствуют учебной программе дисциплины ЛЭУ, одобренной в 1999 г. учебно-методическим советом по специальности 150700 “Локомотивы”. Методические указания могут быть использованы студентами всех форм обучения специальности “Локомотивы” и при изучении соответствующих разделов дисциплины “Теплотехника”.

### **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

#### **1.1. Цель работы**

Изучение конструкции системы газораспределения, определение длительности и моментов открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

#### **1.2. Устройство и принцип работы системы газораспределения двигателя внутреннего сгорания**

Система газораспределения ДВС осуществляет газообмен, обеспечивая зарядку цилиндра рабочей смесью для двигателей с принудительным зажиганием или зарядку цилиндра воздухом для дизелей, а также выпуск из цилиндра отработавших газов.

Газораспределительные органы должны обеспечить качественную очистку и наполнение цилиндра при достаточной надежности в работе. Совершенство очистки и наполнения цилиндра зависит, в первую очередь, от величины проходного сечения газораспределительных органов и длительности их открытия. При этом, длительность

открытия зависит не только от конструктивных особенностей ГРМ, но и от частоты вращения коленчатого вала.

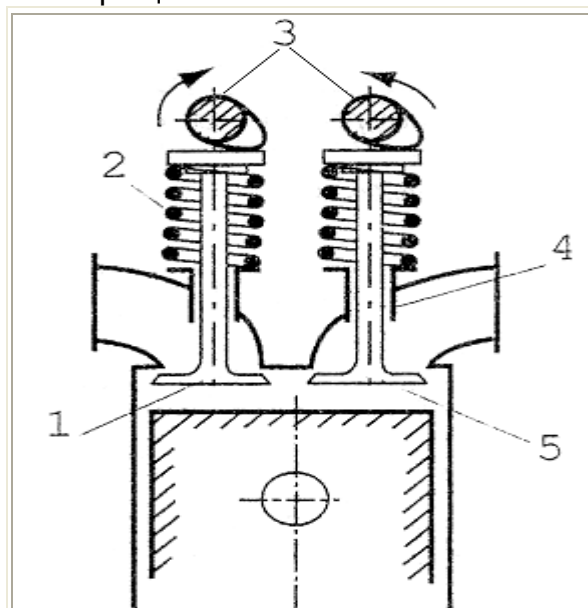


Рис.1.1. Верхний привод клапанов

1 – впускной клапан; 2 – клапанная пружина; 3 – распределительные валы; 4 – направляющая втулка; 5 – выпускной клапан

Наибольшее распространение имеет клапанное газораспределение благодаря относительной простоте и высокой надежности работы. Схема клапанного газораспределения с верхним приводом клапанов, когда практически все элементы ГРМ размещены в крышке цилиндров, показана на рис. 1.1. По такой схеме выполнены ГРМ дизелей М756, 1Д6, В12. Распределительные валы (при такой схеме их, как правило, два) расположены непосредственно над клапаном. Однако большее распространение получило нижнее расположение распределительного вала (рис. 1.2).

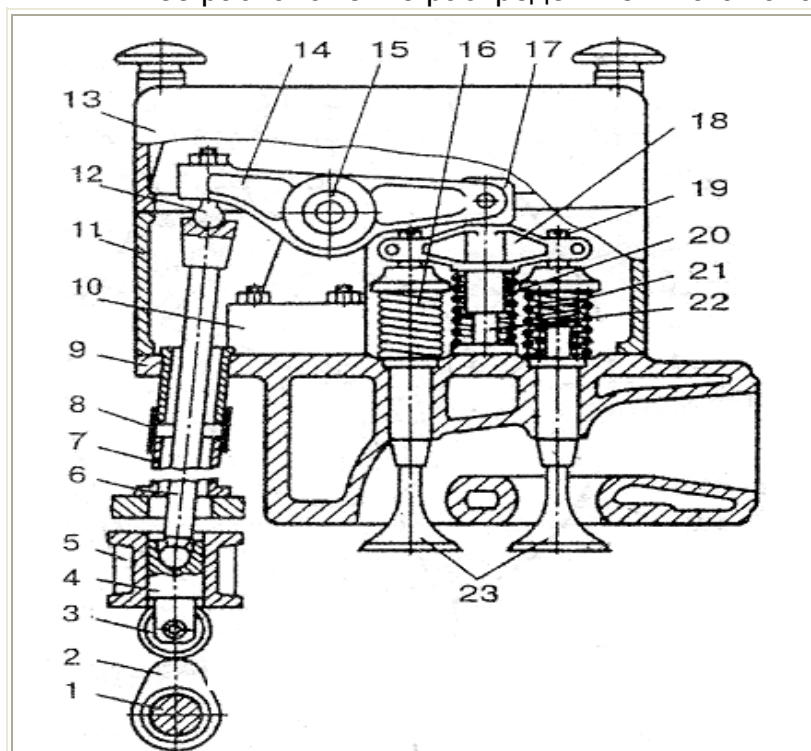


Рис. 1.2. Нижний привод клапанов

1 – распределительный вал; 2 – кулачок; 3 – ролик толкателя; 4 – толкатель; 5 – корпус толкателей; 6 – штанга толкателя; 7 – защитный кожух; 8 – резиновая втулка; 9 – крышка цилиндра; 10 – стойка; 11- клапанная коробка; 12–болт-толкатель; 13 – крышка клапанной коробки; 14 – коромысло; 15 – ось; 16, 20, 21 – пружины; 17 – ударник; 18 – траверса; 19 – боек; 22 – направляющий палец; 23 - клапаны

Клапан, как орган газораспределения, применяется во всех типах четырехтактных тепловозных дизелей (Д50, Д49, Д70, 1Д80, М750 и др.), а

также и в некоторых двухтактных дизелях (11Д45, 14Д40), имеющих прямоточно-клапанную продувку.

Конструктивно, распределительные валы могут быть выполнены заодно с кулачками (Д50, 11Д45, 14Д40, М756 и др.) или иметь съемные кулачки (Д49, Д56). Кулачки на распределительном валу располагаются в соответствие с порядком работы цилиндров, установленном для данного двигателя.

Профиль кулачка обуславливает моменты открытия и закрытия клапана. При выборе профиля учитываются необходимость обеспечения: плавного перемещения и безударной посадки клапана; величины максимально допустимых сил инерции; максимальной полноты диаграммы перемещения клапана при высокой надежности механизма, технологичности профиля и приемлемых размерах клапанных пружин. В современных ДВС применяются кулачки с выпуклым, тангенциальным и вогнутым профилями. Находят применение также безударные кулачки Курца и кулачки, построенные по методу “полидайн”.

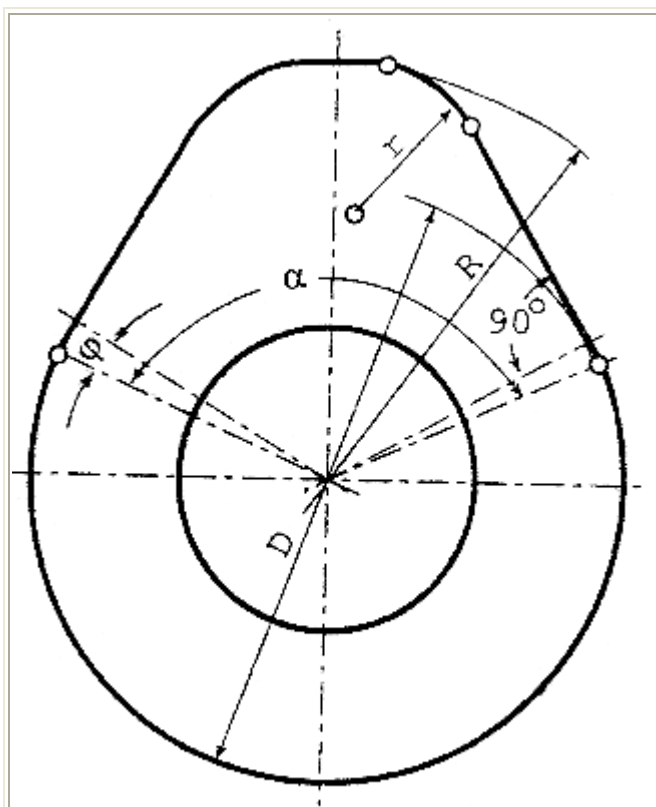


Рис. 1.3. Профиль кулачка

На рис. 1.3 представлен тангенциальный профиль кулачка привода клапана четырехтактного двигателя. Угол действия такого кулачка –  $\alpha$ , а величина максимального перемещения толкателя клапана:

$$h_T = R - \frac{D}{2}$$

Графическая зависимость величины перемещения клапана относительно угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  называется диаграммой перемещения клапана. Рассмотрим диаграмму перемещения впускного и выпускного клапанов (рис. 1.4

Длительность открытия выпускного клапана (линия 1) в угловых градусах поворота коленчатого вала равна отрезку  $\alpha_{\text{вып}} = br''$ , а впускного (линия 2) –  $\alpha_{\text{вп}} = r'a$ . Длительность открытия клапанов или других регулирующих органов называют фазами газораспределения. Как видно из рис. 1.4 длительность открытия клапанов четырехтактного ДВС превышает длительность одного такта и тем больше, чем выше степень наддува.

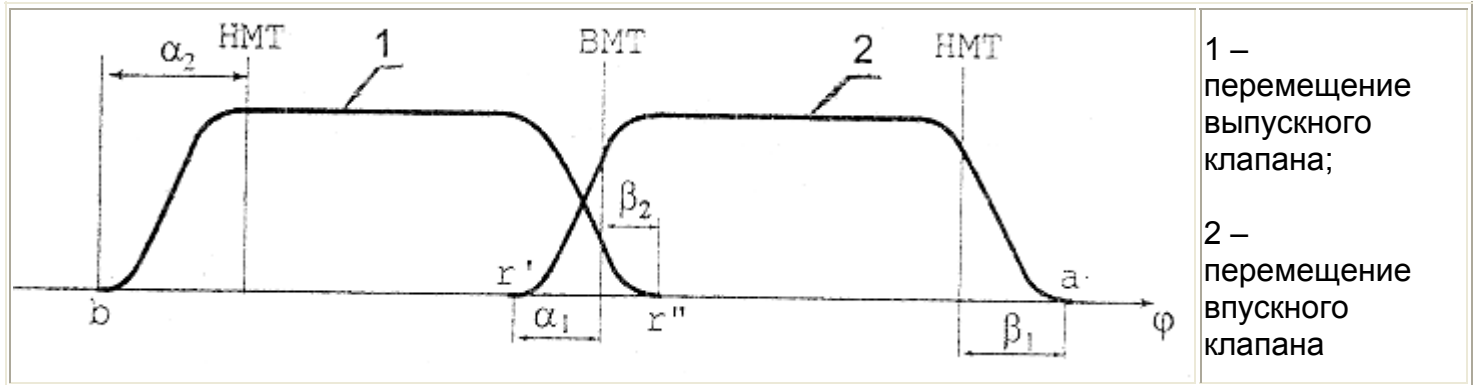


Рис. 1.4. Диаграмма перемещения клапанов четырехтактного ДВС:

Так как распределительный вал должен за один оборот обеспечить газообмен в цилиндрах за весь цикл в течение двух оборотов коленчатого

$$\alpha = \frac{\alpha_{\text{вп}}}{2} \quad \text{или} \quad \alpha = \frac{\alpha_{\text{вып}}}{2}$$

вала, то угол действия соответствующего кулачка:

На рис. 1.4 обозначены углы открытия и закрытия клапанов. При этом:  $\alpha_1$  – угол предварения открытия впускного клапана до верхней мертвой точки (ВМТ);  $\beta_1$  – угол запаздывания закрытия впускного клапана после нижней мертвой точки (НМТ);  $\alpha_2$  – угол предварения открытия выпускного клапана до НМТ;  $\beta_2$  – угол запаздывания закрытия выпускного клапана после ВМТ.

Длительность периода, когда одновременно, вблизи ВМТ, открыты и впускной и выпускной клапаны называется углом перекрытия  $\gamma$

ВМТ  $\alpha_{\text{пер}} = r'r''$ . Наличие этого периода способствует улучшению процесса наполнения цилиндра новым зарядом воздуха.

В табл. 1.1 представлены значения фаз газораспределения некоторых современных тепловозных четырехтактных дизелей.

Таблица 1.1

Фазы газораспределения некоторых тепловозных дизелей

Дизель	Впускной клапан	Выпускной клапан	Порядок работы цилиндров
--------	-----------------	------------------	--------------------------

	$\alpha_1, ^\circ$	$\beta_1, ^\circ$	$\alpha_2, ^\circ$	$\beta_2, ^\circ$	
ПД1М Д50	80	35	70 52	69 54	1-3-5-6-4-2
К6S310DR	80	35	45	55	1-3-5-6-4-2
1Д6	20	48	48	20	1-5-3-6-2-4
1Д12Н	35	50	60	45	1л-6пр-5л-2пр-3л-4пр-6л-1пр-2л-5пр-4л-3пр
М750	50	56	56	50	1л-6пр-5л-2пр-3л-4пр-6л-1пр-2л-5пр-4л-3пр
Д70	64	46	49	61	1п-8л-6п-3л-7п-2л-4п-5л-8п-1л-3п-6л-2п-7л-5п-4л-1п
Д49	57	28	59,5	40,5	1п-4л-5п-2л-7п-6л-3п-1л-8п-5л-4п-7л-2п-3л-6п-8л

## **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

### **2.1. Цель работы**

Экспериментальное подтверждение теоретических положений о характере изменения основных параметров двигателя по нагрузочной характеристике. Получение практических навыков по испытанию двигателя внутреннего сгорания и обработке экспериментальных данных.

### **2.2. Характеристики двигателей**

Локомотивные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) должны обеспечивать работу силовой установки на переменных режимах в широком диапазоне от холостого хода до номинальной мощности при изменяющейся частоте вращения коленчатого вала двигателя. Характеристиками ДВС называют зависимости между различными параметрами двигателя на заданных режимах работы.

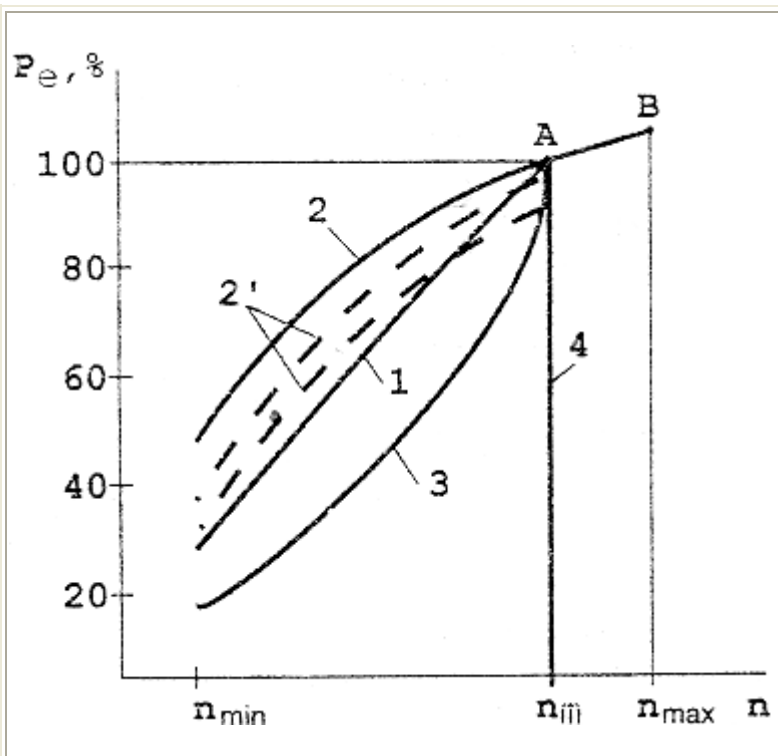


Рис. 2.1. Характеристики двигателя: 1 – генераторная; 2 – внешняя; 2' – частичная внешняя; 3 – винтовая; 4 – нагрузочная

Основными величинами, характеризующими ДВС как источник энергии являются: эффективная мощность  $P_e$  и частота вращения  $n$ . В этой системе координат (рис. 2.1) представлен ряд характеристик. Зависимости показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала называются **скоростными характеристиками**. Одной из таких характеристик является зависимость  $P_e=f(n)$ . Пределами изменения частоты вращения вала являются  $n_{\min}$  и  $n_{\text{ном}}$ , т.е. минимальная и номинальная частота вращения.

На тепловозах с электрической передачей зависимость  $P_e=f(n)$  называется **генераторной характеристикой**. На рис. 2.1 она обозначена линией 1. В точке А, при номинальной частоте вращения  $n_{\text{ном}}$ , показана величина номинальной мощности  $P_{e \text{ ном}}$ . В точке В достигается максимальная мощность при максимальной частоте вращения вала  $n_{\max}$ . Регулирование требуемой мощности ДВС при заданной частоте вращения вала производится за счет изменения подачи топлива.

Скоростная характеристика, которая реализуется при постоянном положении органа управления подачей топлива, соответствующем номинальной мощности, называется **внешней характеристикой** (кривая 2). Пунктиром обозначена кривая частичной внешней характеристики (линия 2'), которая осуществляется при соответствующей постоянной подаче топлива, но меньшей по сравнению с номинальной.

При работе дизеля с гидropередачей вид скоростной характеристики определяется наличием гидротрансформатора или гидромufты. Когда двигатель передает мощность через гидротрансформатор, характеристика имеет вид кривой 3. Такая характеристика называется **винтовой**. При этом

мощность изменяется по закону кубической параболы:  $P_e \approx C \cdot n^3$ , где  $C = \text{const}$ .

Если при работе двигателя с гидropередачей мощность передается через гидромufту, то двигатель работает по внешней характеристике или по частичным характеристикам, которые определяются положением контроллера машиниста. Такую же характеристику будет иметь двигатель с механической передачей (редуктором).

Условия работы двигателя могут требовать изменения мощности при постоянной величине частоты вращения коленчатого вала. Такие характеристики носят название **нагрузочных**. На рис. 2.1 такая характеристика изображена линией 4.

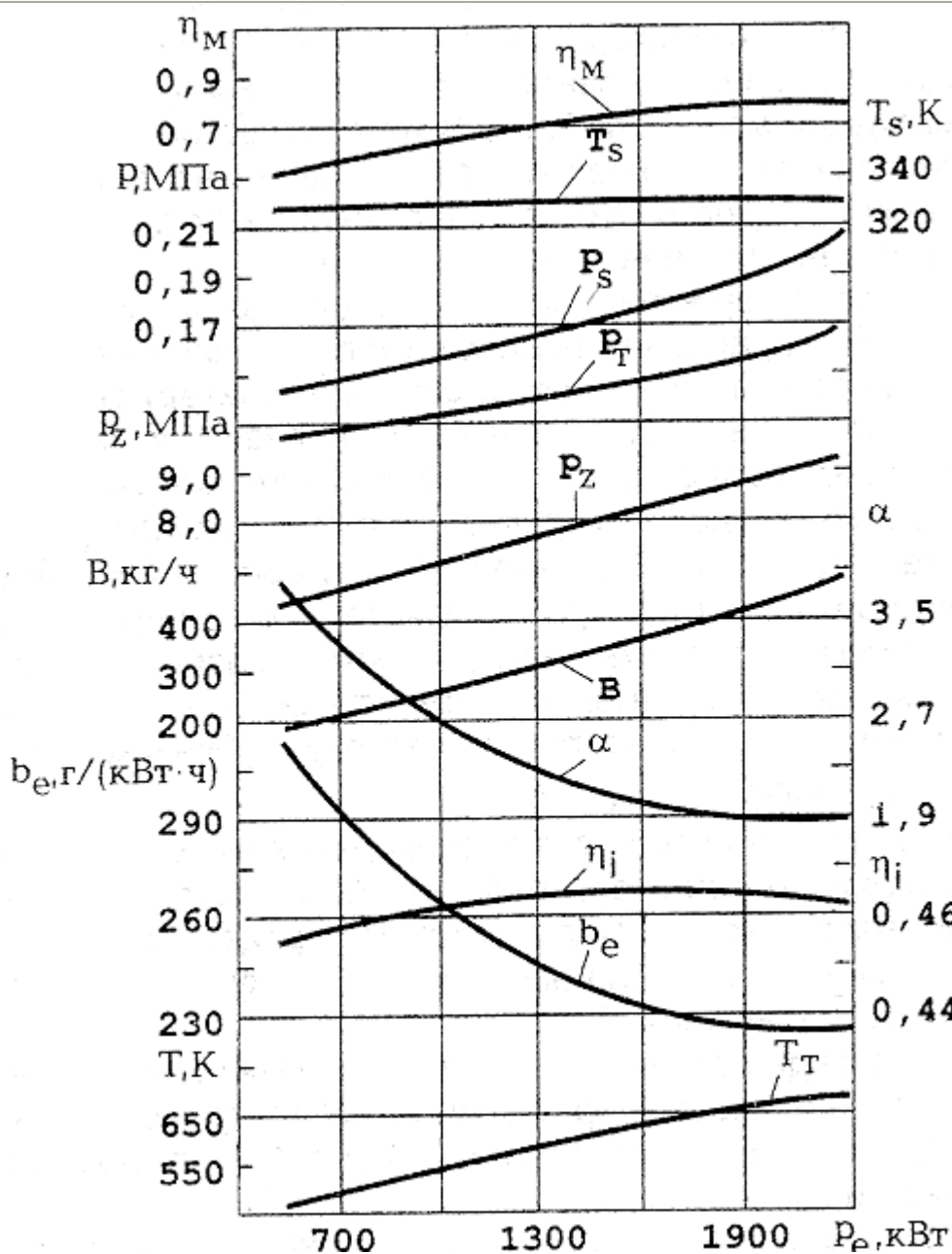


Рис 2.2. Нагрузочная характеристика дизеля 10Д100: зависимости давления наддува  $p_s$ ; давления газов перед турбиной  $p_t$ ; максимального давления сгорания,  $p_z$ ; температуры наддувочного воздуха  $T_s$ ; температуры газов перед турбиной  $T_t$ ; механического КПД  $\eta_m$ ; индикаторного КПД  $\eta_i$ ; коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ; часового расхода топлива  $B$ ; удельного эффективного расхода топлива  $b_e$  в зависимости от эффективной мощности дизеля  $P_e$



На рис. 2.2, в качестве примера, показана нагрузочная характеристика тепловозного дизеля 10Д100. Характер изменения параметров других дизелей будет в большинстве случаев подобным. Следует обратить внимание на заметно выраженный минимум удельного эффективного расхода топлива и максимум эффективного КПД, который соответствует работе двигателя по экономической характеристике.

**Экономической характеристикой** называют такую характеристику двигателя, при работе по которой достигается минимальный для всех частот вращения коленчатого вала удельный эффективный расход топлива. По мере понижения мощности происходит резкое повышение удельного расхода топлива или снижение эффективного КПД. Однако при работе двигателя на режиме холостого хода эффективная мощность не равна нулю.

Приводимые в действие дизелем вспомогательные агрегаты отбирают значительную мощность. Так, на тепловозах 2ТЭ10В мощность вспомогательных агрегатов достигает 11% номинальной мощности. Поэтому удельный расход топлива при работе дизелей на холостом ходу в условиях тепловоза достигает, например, для дизеля 10Д100 1200 г/(кВт·ч).

### 2.3. Описание лабораторного стенда для определения нагрузочной характеристики

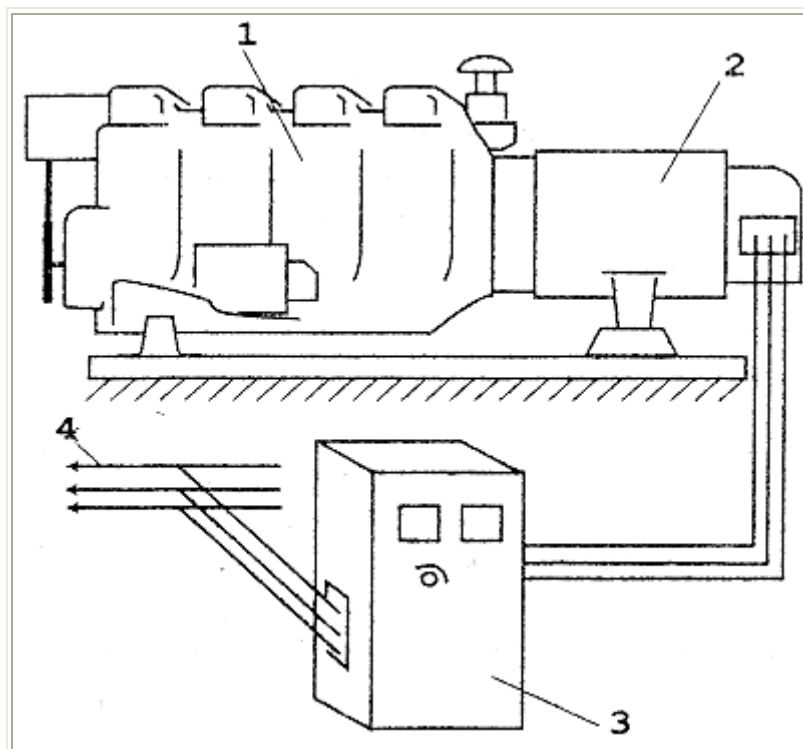


Рис. 2.3. Схема лабораторного стенда: 1 – дизель; 2 – генератор; 3 – нагрузочно-рекуперативная установка; 4 – электрическая сеть

Лабораторный стенд (рис. 2.3) включает ДВС 1, асинхронный генератор переменного тока 2, устройство рекуперации электрической энергии 3 в потребительскую сеть 4 и измерительную аппаратуру. По усмотрению преподавателя в качестве объекта испытаний может быть дизель 4VD (с воздушным охлаждением) или дизель 2С-Т (с водяным охлаждением). При работающем двигателе, устройство рекуперации 3 позволяет плавно менять нагрузку на генератор 2, а значит и на двигатель, за счет управления величиной мощности, отдаваемой в сеть. Так как сеть лаборатории связана с городскими электрическими сетями, то изменять отдаваемую мощность можно в достаточно больших пределах, вплоть до максимальной мощности ДВС.

К измерительной аппаратуре установки относятся: амперметр и вольтметр, установленные на рекуперативной установке 3 и позволяющие контролировать мощность установки; мерный бачок и секундомер для контроля за

расходом топлива; тахометр для измерения частоты вращения коленчатого вала двигателя, термопары для измерения температуры отработавших газов. Дополнительно на исследуемом двигателе может быть установлена аппаратура для измерения других параметров работы двигателя. Так на двигателе 2С-Т установлены и могут быть использованы для измерений датчики температуры воды системы охлаждения, воздуха после компрессора, давления наддувочного воздуха. По мере развития лаборатории “Тепловые двигатели”, количество параметров двигателя, контролируемых при испытаниях двигателя по нагрузочной характеристике, а следовательно, и число приборов, может увеличиться.

#### 2.4. Порядок выполнения работы

При выполнении работы необходимо:

1. Изучить лабораторный стенд и технику использования контрольно-измерительных приборов.
2. Запустить оснащенный для испытаний дизель, вывести на режим 25% от номинальной нагрузки, прогреть его до стабилизации теплового состояния (с течением времени не изменяется температура охлаждающей воды и выпускных газов). Контроль за нагрузкой осуществлять по мощности двигателя, считая ее на этом этапе примерно равной мощности генератора.
3. Измерить: силу тока  $I$ , напряжение  $U$ , расход топлива  $V_{оп}$  за время опыта  $\tau$ , температуру выпускных газов  $t_{yx}$ , температуру охлаждающей воды  $t_{cool}$ .
4. Измерения на каждом режиме повторить не менее 3-х раз, по результатам которых определить среднее арифметическое значение каждого параметра.
5. Повторить п. 2, 3, 4 при нагрузках 50%, 75%, 100% от номинальной. Частота вращения коленчатого вала должна оставаться неизменной.
6. Результаты испытаний занести в протокол (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Результаты измерений и расчетов

Режим работы	$I$ , А	$U$ , В	$P_e$ , кВт	$t_{cool}$ , °С	$t_{yx}$ , °С	$V_{оп}$ , кг	$\tau$ , с	$b_e$ , кг/(кВт·ч)	$\eta_e$
25%									
~									
100%									

#### 2.5. Обработка опытных данных

Эффективная мощность на каждом режиме определяется по уравнению:

$$P_{ei} = \frac{I_{cp} U_{cp}}{1000 \eta_g} \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где  $I_{cp}$  – среднее значение силы тока на каждом режиме, А;  $U_{cp}$  – среднее значение напряжения на каждом режиме, В;  $\eta_g$  – КПД генератора,  $\eta_g = 0,9$ .

Часовой расход топлива на каждом режиме находится по формуле

$$B = \frac{3600 V_{оп}}{\tau} \text{ , кг/ч ,} \quad (2.2)$$

где  $V_{оп}$  – расход топлива, кг за время опыта  $\tau$ , с.

Удельный эффективный расход топлива определяется равенством

$$b_e = \frac{B}{P_{ei}}, \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}). \quad (2.3)$$

Эффективный КПД двигателя может быть найден как отношение работы, совершаемой двигателем в течение часа к количеству теплоты, которая выделяется при полном сгорании топлива в течение того же времени:

$$\eta_e = \frac{3600 P_e}{H_u \cdot B}, \quad (2.4)$$

где  $\frac{3600}{B}$  – низшая теплота сгорания топлива. Для дизельного топлива  $H_u = 42700$  кДж/кг.

Полученные в результате измерений и расчетов характеристики представляются в виде графиков.

### 2.6. Контрольные вопросы

1. Какие типы характеристик ДВС вы знаете?
2. Что называют нагрузочной характеристикой?
3. Какой параметр неизменен при определении нагрузочной характеристики?
4. Какой параметр неизменен при определении внешней характеристики?
5. По каким характеристикам работают дизели с приводом на гидротрансформатор, гидромумфту?
6. Какая характеристика называется генераторной (тепловозной)?
7. Что называется эффективной мощностью?
8. Как экспериментально найти удельный эффективный расход топлива? Что показывает эта величина?
9. Что называют эффективным коэффициентом полезного действия?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

### 3.1. Цель работы

Познакомиться с принципами работы оборудования для определения индикаторной диаграммы двигателя, анализа и обработки экспериментальных индикаторных диаграмм. Определить среднее индикаторное давление, индикаторную мощность, индикаторный КПД двигателя, удельный индикаторный расход топлива, механический КПД двигателя.

### 3.2. Объект исследований и оборудование

По усмотрению преподавателя объектом исследований является один из действующих дизелей лаборатории "Тепловые двигатели". Двигатель должен быть предварительно оснащен датчиком давления в цилиндре и датчиком угла поворота коленчатого вала.

Опытное определение индикаторной диаграммы может быть выполнено с помощью специального стенда "Вектор", разработанного на кафедре "Тепловозы и тепловые двигатели" ДВГУПС. Структурная схема стенда приведена на рис. 3.1.

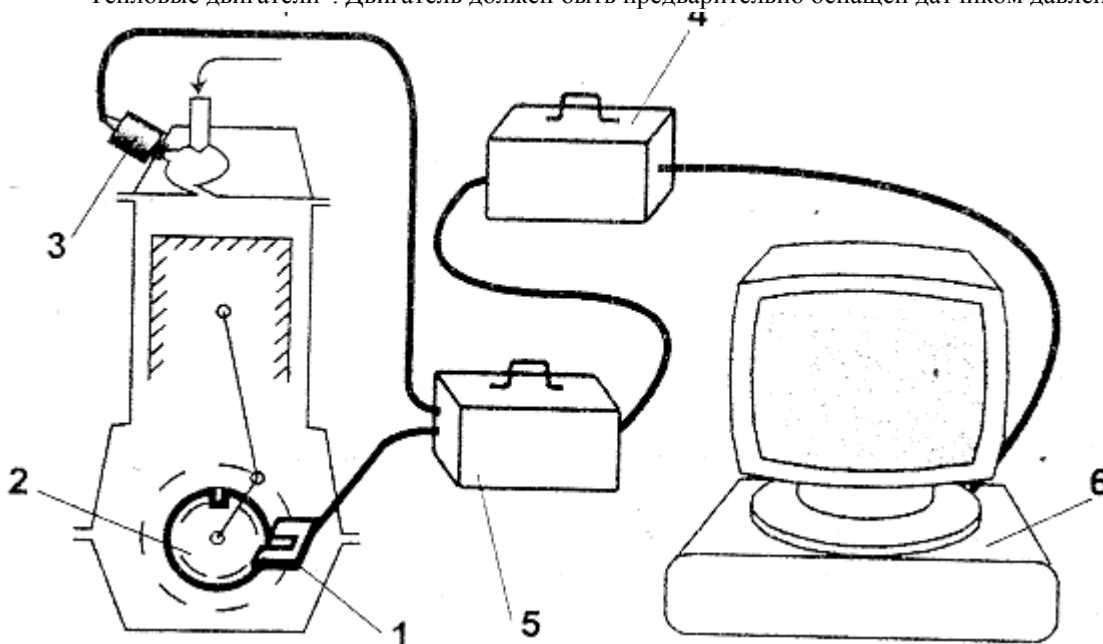


Рис. 3.1. Структурная схема лабораторного стенда: 1 – датчик угла поворота; 2 – диск с прорезями; 3 – датчик давления; 4 – блок

Рабочая полость датчика давления 3 должна быть сообщена с камерой сгорания двигателя. Для двигателя с предкамерой можно установить датчик вместо свечи накаливания, как это показано на схеме. Электрический сигнал с датчика давления, пропорциональный величине давления в его рабочей полости, усиливается в усилителе блока питания и преобразования 5 и передается по кабельной системе к блоку 4, где приводится к стандартному уровню  $\approx 5$  В, оцифровывается в аналого-цифровом преобразователе (АЦП) и может быть программно обработан необходимым образом. Оптоэлектрический датчик угла поворота состоит из двух частей: подвижной части – диск 2 с 60-ю равномерно распределенными по окружности прорезями, причем, 59 прорезей равной длины, а 60-я – “характерная” – длиннее; неподвижной части – собственно датчик 1. Диск с прорезями жестко закреплен на коленчатом валу двигателя так, чтобы положение “характерной” прорези совпадало или отклонялось на известное число градусов относительно верхней мертвой точки (ВМТ) одного из цилиндров двигателя. В корпусе датчика 1 находятся две оптоэлектрические пары, с помощью которых можно регистрировать как полный оборот диска, так и его поворот на  $1/60$  полного оборота, т.е. на 6 градусов угла поворота. Сигналы с датчика угла поворота преобразуются в стандартные сигналы прямоугольной формы и через цифровой вход АЦП передаются в компьютер. Опрос всех датчиков осуществляется одновременно, поэтому, для любого измеренного давления известно и положение коленчатого вала относительно ВМТ исследуемого цилиндра.

### 3.3. Анализ индикаторной диаграммы

Зависимость давления в цилиндре двигателя относительно угла поворота коленчатого вала, сориентированная относительно ВМТ называется **развернутой индикаторной диаграммой** (линии 1 и 2 на рис. 3.2).

Обработав индикаторную диаграмму соответствующим образом можно получить ряд характеристик двигателя, описывающих протекание его рабочего процесса. Программное обеспечение стенда “Вектор” позволяет представить развернутую индикаторную диаграмму цилиндра двигателя в виде графика (рис 3.2) или таблично с интервалом между соседними точками –  $0,5^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

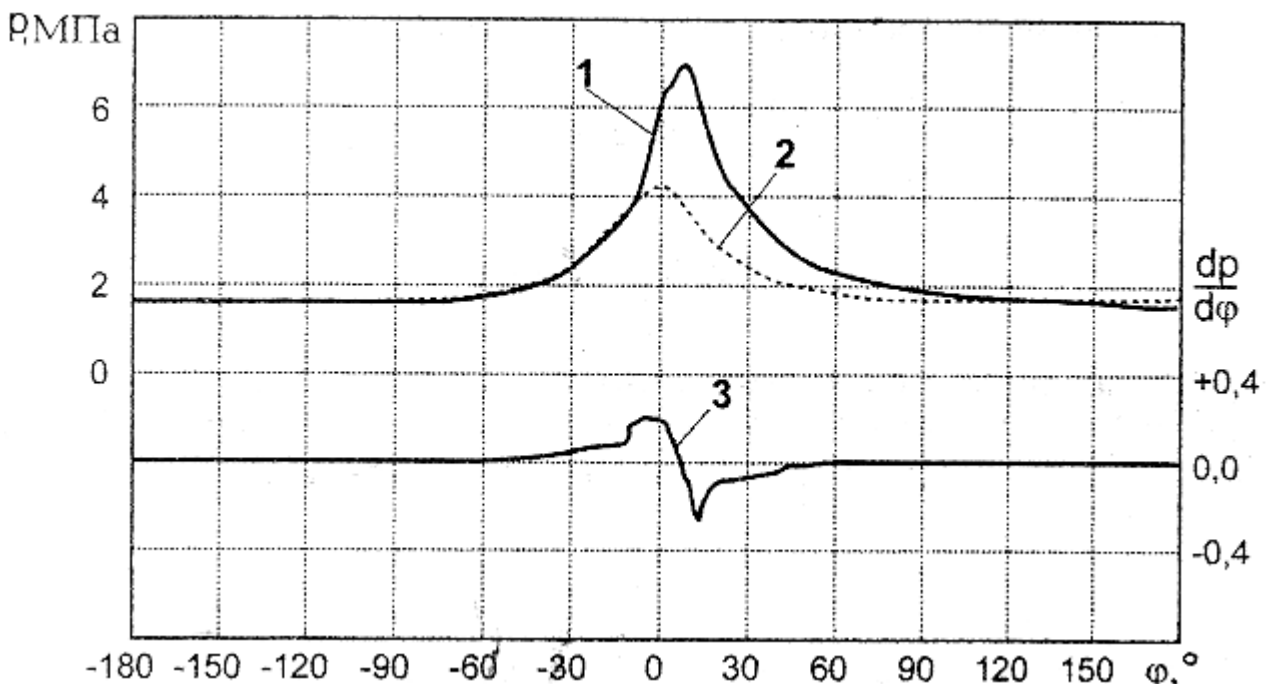


Рис. 3.2. Зависимости от угла поворота коленчатого вала: 1 – давления сгорания; 2 – давления сжатия – расширения (без подачи топлива в цилиндр); 3 – скорости изменения давления  $dp/d\phi$

Одним из основных индикаторных показателей работы двигателя является **среднее индикаторное давление**, характеризующее производительность цикла. Средним индикаторным давлением называют такое условное, постоянное по величине, избыточное давление, которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ к НМТ, равную работе газа за рабочий цикл. Зная значения давления в реальном цикле в зависимости от угла поворота коленчатого вала, можно рассчитать среднее индикаторное давление по формуле трапеций:

$$p_{mi} = \frac{\sum_{j=1}^m (\Delta V_j p_j)}{V_h}, \quad (3.1)$$

где  $\Delta V_j = V_{j+1} - V_j$  – изменение объема, соответствующее повороту коленчатого вала между соседними точками;  $p_j$  – давление в  $j$ -й точке;  $\frac{p_{mi} V_h}{\Phi \tau}$  – рабочий объем двигателя;  $m$  – число интервалов, на которое “разбита” индикаторная диаграмма.

Для расчета  $\Delta V_j$  используются кинематические зависимости, связывающие угол поворота коленчатого вала  $\varphi_j$  с текущим объемом цилиндра  $V_j$  и текущим ходом поршня  $S_j$ :

$$V_j = \frac{\pi D^2}{4} S_j + \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (3.2)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра;  $\varepsilon$  – степень сжатия;

$$S_j = \frac{S}{2} \left[ 1 + \frac{2L}{S} - \left( \cos \varphi_j + \frac{2L}{S} \cdot \cos \beta_j \right) \right], \quad (3.3)$$

где  $\beta_j = \arcsin \left( \frac{S}{2L} \sin \varphi_j \right)$ . (3.4)

**Индикаторная мощность** двигателя является функцией среднего индикаторного давления, рабочего объема цилиндра, числа цилиндров  $i$ , тактности  $\tau$  и частоты вращения коленчатого вала  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ):

$$P_i = \frac{p_{mi} V_h i 2n}{0,06 \tau}, \text{ кВт.} \quad (3.5)$$

Индикаторным КПД двигателя называется отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы. Так как индикаторная мощность двигателя и есть индикаторная работа в единицу времени (1 с), то индикаторный КПД может быть найден как

$$\eta_i = \frac{3600 P_i}{H_u \cdot B}, \quad (3.6)$$

где  $H_u$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива; для дизельного топлива  $H_u = 42700$  кДж/кг;  $B$  – часовой расход топлива.

Таким образом, индикаторный КПД характеризует экономичность цикла.

Другим показателем экономичности действительных циклов является удельный индикаторный расход топлива, равный частному от деления часового расход топлива на индикаторную мощность:

$$b_i = \frac{B}{P_i} \quad (3.7)$$

Если при индицировании двигателя дополнительно измерять эффективную мощность двигателя, то можно рассчитать механический КПД двигателя, представляющий собой отношение эффективной работы, совершаемой двигателем, к работе, выполняемой газами в цилиндре (индикаторной):

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \quad (3.8)$$

В табл. 3.1 приведены некоторые индикаторные показатели современных двигателей на номинальных режимах их работы.

Таблица 3.1

Индикаторные показатели для различных двигателей

Двигатель	Показатель		
	$p_{mi}$ , МПа	$\eta_i$	$b_i$ , г(кВт·ч)
Карбюраторные			
без наддува	0,4.... 1,2	0,25.... 0,40	205.... 330
с наддувом	0,9.... 1,9		

Дизели четырехтактные			
без наддува	0,75.... 1,2	0,39.... 0,49	175.... 220
с наддувом	1,4.... 3,0	0,45.... 0,55	150.... 190
Дизели двухтактные			
без наддува	0,6.... 0,8	0,39.... 0,53	162.... 220
с наддувом	0,9.... 1,4	0,45.... 0,55	150.... 190
Дизели тепловозные			
10Д100	1,14	0,466	182
12Д70	1,42	0,476	179

#### 3.4. Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы необходимо:

1. Двигатель прогреть и вывести на режим, по возможности близкий к номинальному.
2. На установившемся режиме работы двигателя произвести измерение расхода топлива (в течение не менее 2 мин); показаний амперметра и вольтметра нагрузочного устройства (если нагрузкой является генератор).
3. Произвести индицирование цилиндра двигателя, согласно порядка, предусмотренного программным обеспечением стенда “Вектор”. Результаты индицирования распечатать на принтере и приложить к отчету.

#### 4.6. Контрольные вопросы

1. Какие свойства топлива характеризует цетановое число?
2. В каких пределах может изменяться цетановое число?
3. Как влияет цетановое число на технико-экономические показатели работы дизеля?
4. Какие требования предъявляются к моторным установкам для определения цетанового числа?
5. В чем заключается суть метода “совпадения сжатия вспышек”?
6. Какие преимущества и недостатки, в сравнении со стандартным методом, дает приближенный метод определения цетанового числа топлива?

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – М., Транспорт, 1987.– 536 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова.– М.: Машиностроение, 1990.– 288 с.
3. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1978.– 239 с.

4. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины / Н.М. Глаголев, А.А. Куриц, В.В. Водолаженко и др.– М.: Транспорт, 1973. – 335 с.
5. Школьников В.М. Товарные нефтепродукты. Свойства и применение. Справочник. – М.: Химия, 1978.

## **ЛОКОМОТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ**

Методические указания  
на выполнение лабораторных работ

Часть 2

Хабаровск  
2001

Рецензент: Доцент кафедры "Тепловозы и тепловые двигатели" Дальневосточного государственного университета путей сообщения В.В. Литвинчук

Погребинский З.Б., Коньков А.Ю. Локомотивные энергетические установки: Методические указания на выполнение лабораторных работ. Часть 2. - Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2001. - 35 с.: ил.

В методических указаниях приведены сведения, необходимые для выполнения лабораторных работ по курсу "Локомотивные энергетические установки". Во вторую часть указаний включены работы, связанные с особенностями конструкции, регулировкой и эксплуатацией топливной аппаратуры тепловозных дизелей. Методические указания предназначены для студентов специальности "Локомотивы" всех форм обучения. Издательство Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), 2001

## **СОДЕРЖАНИЕ**

### **ВВЕДЕНИЕ**

#### **1. Лабораторная работа № 1 ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

- 1.1. Цель работы
- 1.2. Топливные системы тепловозов
  - 1.2.1. Принцип работы топливного насоса высокого давления
  - 1.2.2. Конструкция ТНВД дизеля Д50
  - 1.2.3. Конструкция ТНВД дизеля 10Д100
  - 1.2.4. Конструкция и принцип работы форсунок дизелей типа Д100 и Д50
  - 1.2.5. Конструкция форсунки дизеля 10Д100
  - 1.2.6. Конструкция форсунки дизеля Д50

#### **2. Лабораторная работа № 2 ВНЕШНИЙ ТЕПЛОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

- 2.1. Цель работы
- 2.2. Внешний тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания
- 2.3. Расчет внешнего теплового баланса
- 2.4. Порядок проведения лабораторной работы
- 2.5. Контрольные вопросы



### **3. Лабораторная работа № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА**

- 3.1. Цель работы
- 3.2. Принципы регулирования угла опережения подачи топлива
- 3.3. Методы определения УОПТ
- 3.4. Объект исследований и оборудование
- 3.5. Порядок выполнения работы
- 3.6. Контрольные вопросы

### **4. Лабораторная работа № 4 ВЛИЯНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ**

- 4.1. Цель работы
- 4.2. Теоретические сведения
- 4.3. Объект исследований и оборудование
- 4.4. Порядок выполнения работы
- 4.5. Контрольные вопросы

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

#### **ВВЕДЕНИЕ**

В методических указаниях изложены вопросы конструкции, принципы действия, регулировки элементов топливной аппаратуры тепловозных дизелей: топливных насосов высокого давления, форсунок. Особое внимание уделяется методам определения и регулирования углов опережения подачи топлива, производительности насосов - важнейших эксплуатационных регулировок дизелей. Раскрыты механизмы влияния этих характеристик на рабочий процесс двигателя внутреннего сгорания.

В методических указаниях на выполнение лабораторных работ по ЛЭУ дается необходимый теоретический материал, расширяющий представления студентов о соответствующих разделах учебной дисциплины. Приведен достаточный справочный материал и необходимый объем аналитических выражений для обработки опытных данных и анализа результатов экспериментов.

Выбранный перечень лабораторных работ и содержание методических указаний на их выполнение соответствуют учебной программе дисциплины ЛЭУ, одобренной в 1999 г. учебно-методическим советом по специальности 150700 "Локомотивы".

#### **1. Лабораторная работа № 1 ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

##### **1.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ**

Изучение требований, предъявляемых к топливной системе дизелей, конструкций и принципов работы основных устройств топливной аппаратуры и методов регулирования подачи топлива в цилиндр.

##### **1.2. ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВОЗОВ**

Топливная система тепловозов служит для подачи топлива к форсункам тепловозного дизеля. Она должна обеспечивать:

- запас топлива для пробега поездных тепловозов на расстояние 800-1300 км и маневровых для работы в течение 8-15 суток;
- хорошую фильтрацию топлива;
- подогрев топлива в холодное время года до  $t_t = 35-55$  °С;
- избыточное давление в топливной системе, которое достигается увеличенной производительностью топливоподкачивающего насоса (ТПН) относительно потребностей дизеля (коэффициент циркуляции 2-3 ед.);
- аварийную работу дизеля в случае отказа ТПН, при которой обеспечивается примерно 50 % номинальной мощности дизеля;
- устойчивую работу дизеля при минимальной частоте вращения коленчатого вала;
- точную дозировку цикловых подач топлива в цилиндр;
- оптимальное давление впрыска топлива в цилиндр;
- впрыск цикловой подачи в нужный момент;

- оптимальный закон подачи для заданных условий смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива.

Топливные системы дизелей типа Д100 и Д50 относятся к системам непосредственного впрыска с механическим приводом, широко используемым в отечественных и зарубежных дизелях.

Основными элементами топливной системы являются насосы высокого давления, форсунки, фильтры, нагнетательные трубопроводы, топливный бак, ТПН.

### **1.2.1. Принцип работы топливного насоса высокого давления**

Рассмотрим принцип действия топливного насоса высокого давления (ТНВД), принципиальная схема которого представлена на рис. 1.1. Внутри неподвижной гильзы помещен подвижный плунжер. Плунжер - это поршень, длина которого значительно превышает диаметр. Вместе эти детали - гильза и плунжер - образуют плунжерную пару. Плунжер подобран к гильзе или притерт к его стенкам так плотно, что утечки топлива между ними почти не происходит. Зазор между плунжером и гильзой не превышает обычно 1,5-4 мкм. Трубопровод, подходящий к окну А гильзы, всегда заполнен топливом. Когда плунжер находится в нижнем положении, топливо через окно А заполняет пространство над плунжером (рис. 1.1, а). При вращении кулачкового вала привода топливного насоса кулачок набегаёт на ролик толкателя (рис. 1.1, б), плунжер начинает двигаться вверх и верхней кромкой постепенно закрывает окно А. При этом нагнетательный клапан, прижатый к своему седлу пружиной, испытывает снизу давление топлива, вытесняемого плунжером, а сверху - усилие пружины и давление топлива, оставшегося в трубопроводе. Пока усилие на клапан, создаваемое давлением топлива, меньше усилия, создаваемого пружиной, клапан закрыт и часть топлива, не имея другого выхода, устремится из надплунжерного пространства обратно в окно А (рис. 1.1, б). Когда плунжер кромкой а полностью закроет окно А (рис. 1.1, в), вытекание топлива через него прекратится. Примерно с этого момента при продолжающемся ходе плунжера вверх начнется нагнетание: давление топлива преодолет усилие пружины нагнетательного клапана, он откроется, и топливо будет через трубопровод поступать в форсунку до тех пор, пока плунжер не достигнет своего крайнего положения (рис. 1.1, г). Когда плунжер начинает двигаться вниз, прекращается подача топлива. Нагнетательный клапан под действием пружины снова садится на свое седло. Сбегая с выступа кулачка, ролик вместе с толкателем и плунжером возвращается в первоначальное положение (см. рис. 1.1, а).

Рис. 1.1. Схема действия топливного насоса высокого давления

Если бы дизель всегда работал только на постоянной мощности, то рассмотренный нами топливный насос вполне удовлетворял бы требованиям работы на дизеле, так как за один ход плунжера он подает одно и то же количество топлива, необходимое для получения нужной мощности. Количество топлива, подаваемого таким насосом, постоянно потому, что

высота кулачка, а следовательно, и ход плунжера являются величинами постоянными, а начало и конец нагнетания топлива, определяемые ходом плунжера в процессе работы, как мы видим, при такой конструкции не могут быть изменены.

Однако условия работы тепловоза требуют, чтобы мощность дизеля могла изменяться. Дизель должен быть приспособлен к переменному режиму работы локомотива. Мощность дизеля зависит от количества впрыскиваемого в цилиндры топлива. Чем больше топлива поступит в цилиндр во время рабочего хода, тем большую мощность будет развивать дизель. Поэтому нужно, чтобы топливный насос при необходимости позволял изменять количество топлива, подаваемого в течение одного хода плунжера в каждый из цилиндров дизеля соответственно его нагрузке.

При номинальной мощности 2200 кВт и номинальной частоте вращения коленчатого вала 850 мин дизель 10Д100 расходует в среднем за час 495 кг топлива. Очевидно, что за один оборот вала (дизель двухтактный) расход топлива в каждый из цилиндров дизеля составит 0,97 г.

Подача топлива в цилиндр одним насосом за один оборот вала будет вдвое меньше ( на каждый цилиндр установлены два топливных насоса), т.е. 0,485 г. При работе дизеля в режиме холостого вала и минимальной частоте вращения коленчатого вала  $n = 400 \text{ мин}^{-1}$ , подача топлива одним насосом может сократиться до 0,055 г за цикл, т.е. почти в девять раз меньше, чем на режиме номинальной мощности.

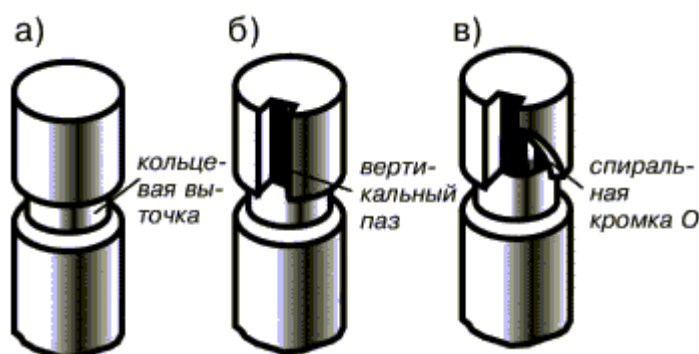


Рис. 1.2. Форма головки плунжера

Каким же образом можно регулировать количество подаваемого топлива, не усложняя слишком конструкцию топливного насоса? Наиболее просто изменение подачи топлива в таком диапазоне решается путем изменения активного хода плунжера. Для этого в верхней части плунжера выполним поперечную кольцевую выточку (рис. 1.2, а), вертикальный сквозной паз и специальный косой срез со спиральной кромкой O. В результате головка плунжера примет вид, изображенный на рис. 1.2, в.

Развертка рабочей поверхности головки плунжера (рис. 1.3) представляет собой прямоугольник, один угол которого срезан. Срез соответствует спиральной кромке O и является прямой линией cd.

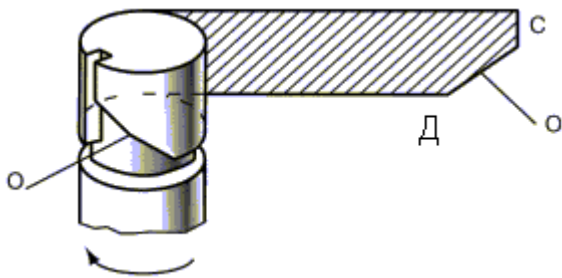


Рис. 1.3. Развертка головки плунжера

Спиральная кромка *О* плунжера имеет большое значение, так как она является регулирующей. С ее помощью можно изменять количество топлива, подаваемого плунжером. Количество подаваемого топлива зависит от положения, которое занимает регулирующая кромка *О* относительно окна *А* (рис. 1.4) гильзы плунжера. Топливо начнет подаваться в тот момент, когда верхний торец плунжера перекроет окно *А*, а прекращение подачи соответствует моменту, когда плунжер, продолжая двигаться вверх, своей спиральной кромкой откроет это окно. Для того чтобы изменить величину подачи топлива насосом, нужно заставить плунжер повернуться на некоторый угол так, чтобы против окна оказался другой участок регулирующей кромки, т.е заставить плунжер участвовать одновременно в двух разных движениях: поступательном и вращательном (рис. 1.4).

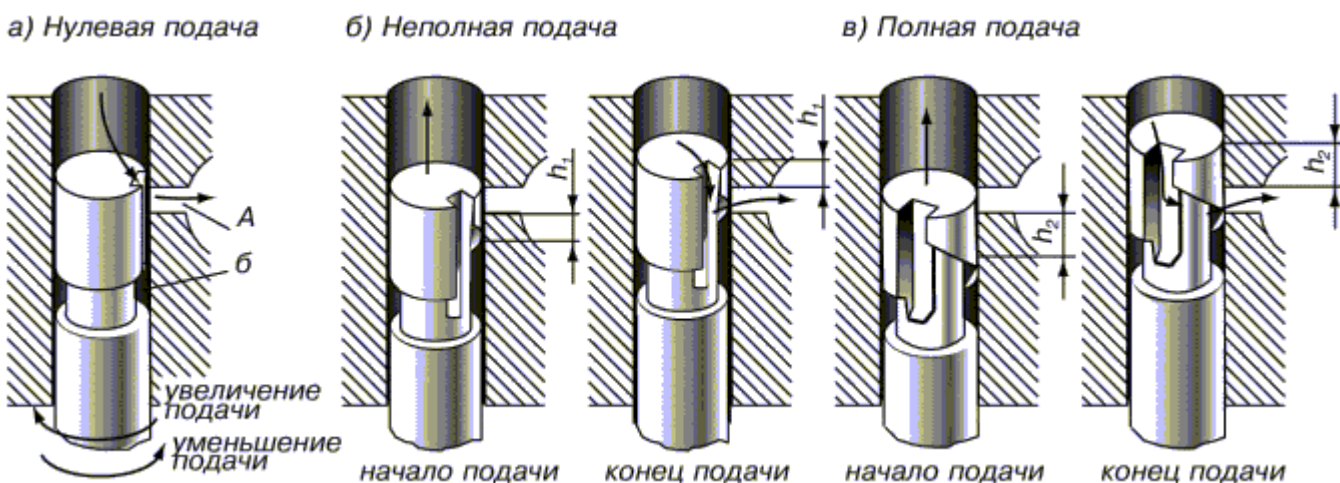


Рис. 1.4. Схемы различных положений плунжера в гильзе:  
а) нулевая подача; б) неполная подача; в) полная подача

Поступательное движение плунжеру насоса сообщает кулачек (см. рис. 1.1). Поворот же его осуществляется с помощью специального механизма через выступ (поводок) плунжера. На рис. 1.4 показаны различные положения плунжера, соответствующие нулевой, частичной и полной подаче топлива плунжером.

Вертикальный паз соединяет надплунжерное пространство с кольцевой выточкой, при этом топливо заполняет не только надплунжерное пространство, но и вертикальный паз и кольцевую выточку. Если повернуть плунжер так, чтобы вертикальный паз расположился прямо против окна *А* в гильзе, то при движении плунжера вверх топливо будет перепускаться через окно *А* и не попадет в нагнетательный трубопровод.

Для осуществления частичной подачи топлива плунжер поворачивают вокруг

оси по часовой стрелке так, чтобы окно А было изолировано от вертикального паза (рис. 1.4, б). Топливо из надплунжерного устройства будет поступать в нагнетательный топливопровод только до момента, когда кромка О не откроет окно А. Плунжер при этом поднимается на величину  $h_1$ , объем вытесненного в цилиндр топлива будет равен площади поперечного сечения плунжера, умноженной на расстояние  $h_1$ . Дальнейшее движение плунжера вверх происходит вхолостую, так как вытесняемое топливо перепускается через окно А.

Если плунжер повернуть на больший угол (рис. 1.4, в), то полезный ход его увеличится и станет равным  $h_2$ . Соответственно увеличится и объем топлива, вытесненного плунжером и поданного через форсунку в цилиндр. Таким образом, каждому значению мощности дизеля соответствует определенное положение спиральной кромки О плунжера относительно окна гильзы. При увеличении мощности дизеля плунжер будет поворачиваться по часовой стрелке до нужной величины. Уменьшение нагрузки будет сопровождаться поворотом плунжера в обратном направлении. Чем больше угол, на который повернется плунжер по часовой стрелке, тем позднее спиральная кромка откроет окно А. Тем больше топлива будет подано плунжером за один ход и тем меньше топлива уйдет обратно через окно А.

Итак, изменение величины подачи топлива производится поворотом плунжера. Практически для изменения подачи топлива от нуля до максимум-ма плунжер достаточно повернуть на  $1/4$  оборота.

### **1.2.2. Конструкция ТНВД дизеля Д50**

На рис. 1.5 представлен разрез секции ТНВД дизеля Д50. Главными деталями каждой секции, обслуживающей отдельную форсунку, являются знакомая нам плунжерная пара - плунжер и его гильза, а также нагнетательный клапан с пружиной и седлом.

Пружина прижимает клапан к седлу. Гильза плунжера укреплена в корпусе секции неподвижно, причем седло нагнетательного клапана опирается на верхний торец гильзы. Соприкасающиеся поверхности седла клапана и гильзы плунжера притираются, поэтому в этом месте создается надежное уплотнение и пропуск топлива при работе исключается.

Изменение подачи топлива секцией насоса достигается поворотом плунжера. Конструктивно это выполнено так. На гильзу плунжера снизу надевается поворотная гильза с зубчатым венцом, которая находится в зацеплении с зубчатой рейкой, соединенной механизмом (состоящим из рычагов и тяг) с регулятором частоты вращения коленчатого вала. При перемещении рейки ее зубья заставляют поворачиваться поворотную гильзу.

На рис. 1.5 видно, что плунжер насоса снабжен в нижней части выступом - поводком. В свою очередь поворотная гильза имеет здесь прямоугольные пазы, в которые входит выступ-поводок плунжера. Поворачиваясь, гильза упирается в поводок плунжера, заставляя и его поворачиваться.

В зависимости от направления хода зубчатой рейки поворотная гильза поворачивается в одну или другую сторону. Нижний конец плунжера, как это видно из рис. 1.5, оканчивается пуговкой, на которую сверху опирается шайба. Пуговка упирается в дно стакана - детали, напоминающей обычный стакан. Пружина прижимает плунжер ко дну стакана. Перемещение стакана ограничивается стопорным кольцом. Подвод топлива в надплунжерное пространство осуществляется через оба окна А в гильзе плунжерной пары, а перепуск при отсечке подачи топлива через одно отверстие, которое перекрывается стороной плунжера, на которой расположена спиральная кромка.

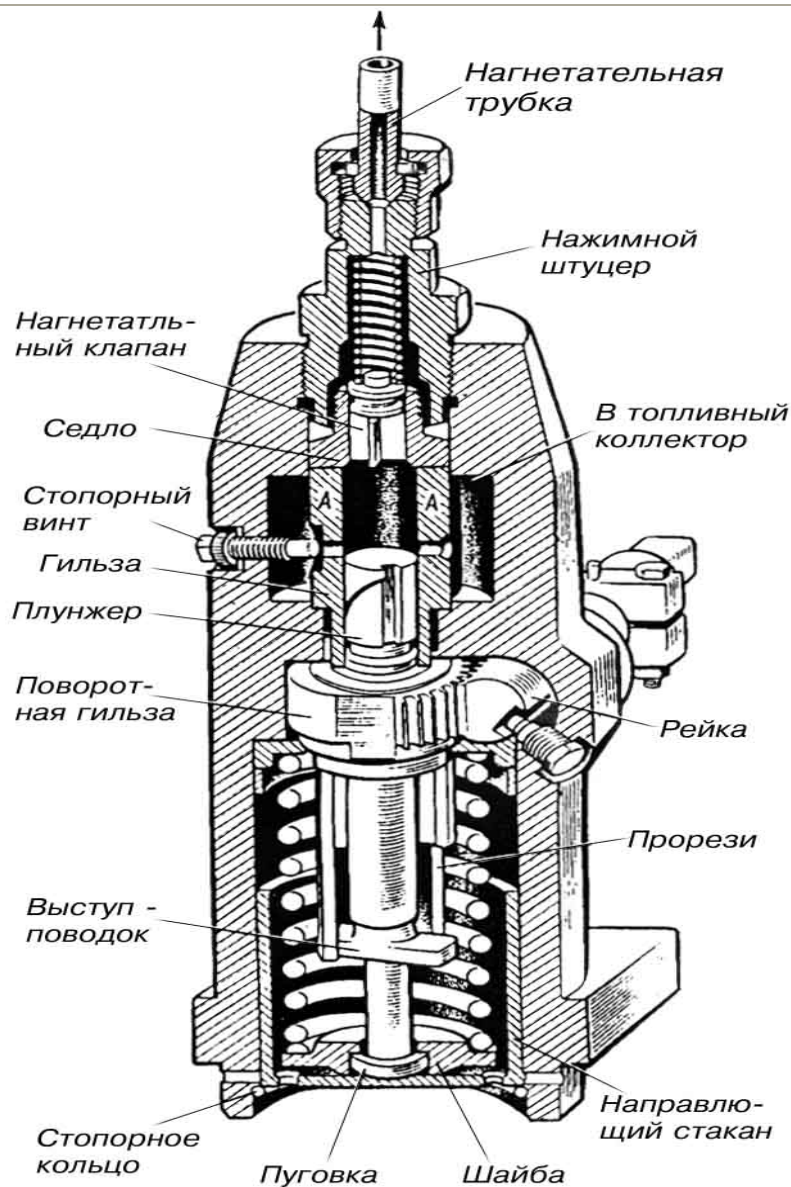


Рис. 1.5. Секция ТНВД дизеля Д50

Основные технические данные ТНВД дизеля Д50 представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1  
Техническая характеристика ТНВД дизеля Д50

Число секций (плунжеров)	6
Диаметр плунжера, мм	20
Ход плунжера, мм	19,8
Порядок работы секций	1 – 3 – 5 – 6 – 4 – 2
Направление вращения вала насоса	против часовой стрелки, если смотреть с противоположной стороны регулятора

Направление вращения вала насоса      против часовой стрелки, если  
смотреть с противоположной стороны регулятора

Общий вид ТНВД дизеля Д50 представлен на рис. 1.6. Все шесть секций установлены на одном картере, в котором смонтирован кулачковый вал. Привод кулачкового вала от коленчатого вала дизеля осуществляется с помощью цилиндрических зубчатых колес. От общего топливного коллектора топливо поступает в каждую секцию, которая обеспечивает подачу заданной порции топлива под давлением в нужный момент в соответствующий цилиндр дизеля. На корпусе ТНВД установлен регулятор, обеспечивающий нужный режим работы дизеля, электропневматический серводвигатель, который позволяет перемещать рейку секции ТНВД и соответственно устанавливать цикловую подачу топлива. Стопор секции позволяет отключать работу отдельных секций ТНВД.

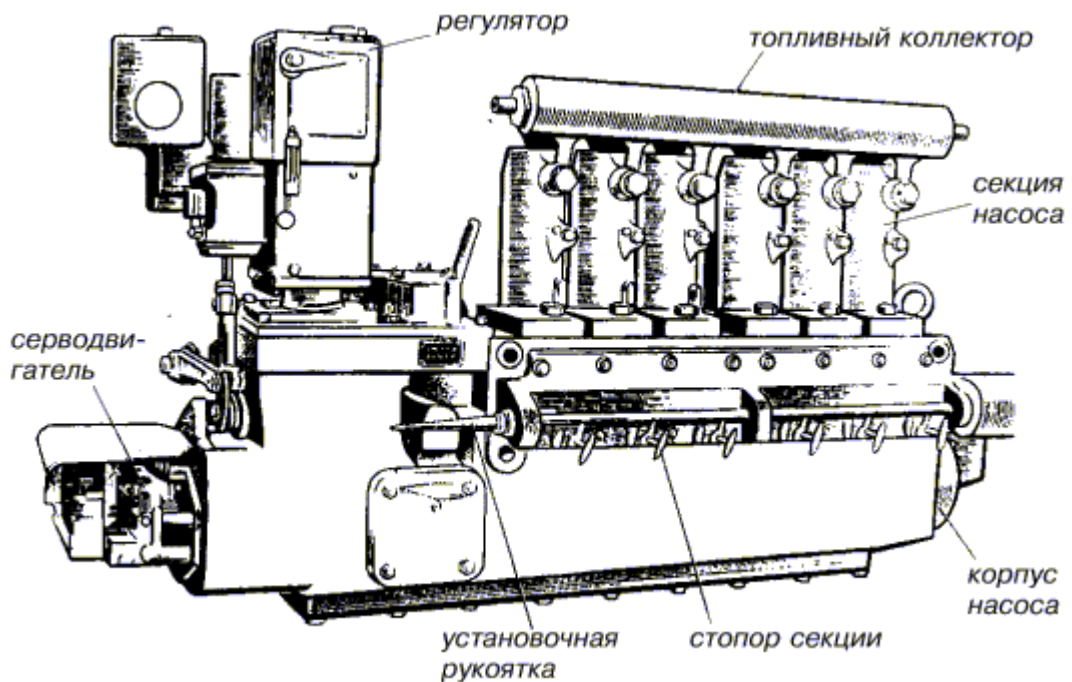


Рис. 1.6. Общий вид топливного насоса дизеля Д50

Как видно из продольного разреза ТНВД (рис. 1.7), картер 8 представляет собой чугунную литую коробку и служит для монтажа всех деталей и крепления насоса к блоку цилиндров. В нижней части он имеет полость, в которой помещается кулачковый вал, в средней части расположены шесть толкателей, а на верхней обработанной плоскости картера установлены шесть секций насоса. Между верхней плоскостью и полостью кулачкового вала картера имеется перегородка, в которой соосно с гнездами под секции расточено шесть гнезд для толкателей.

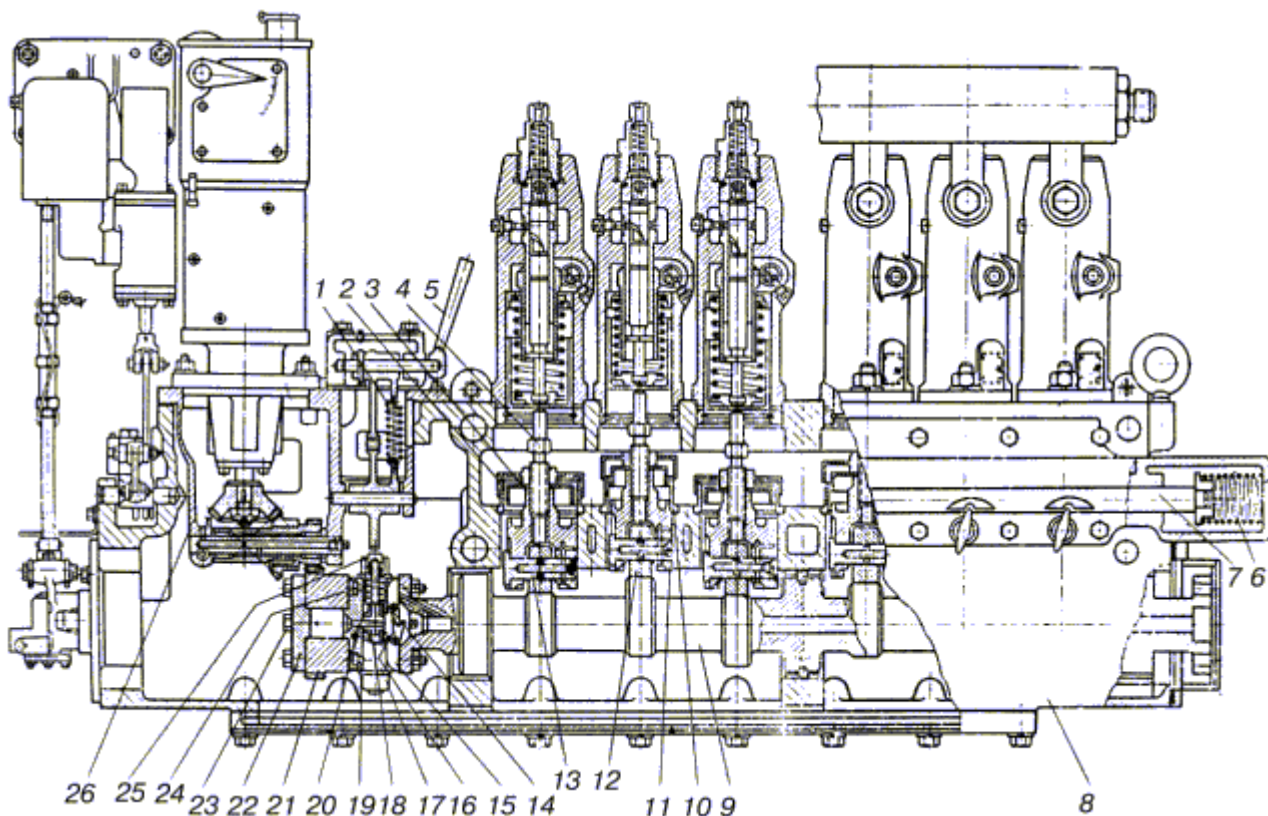
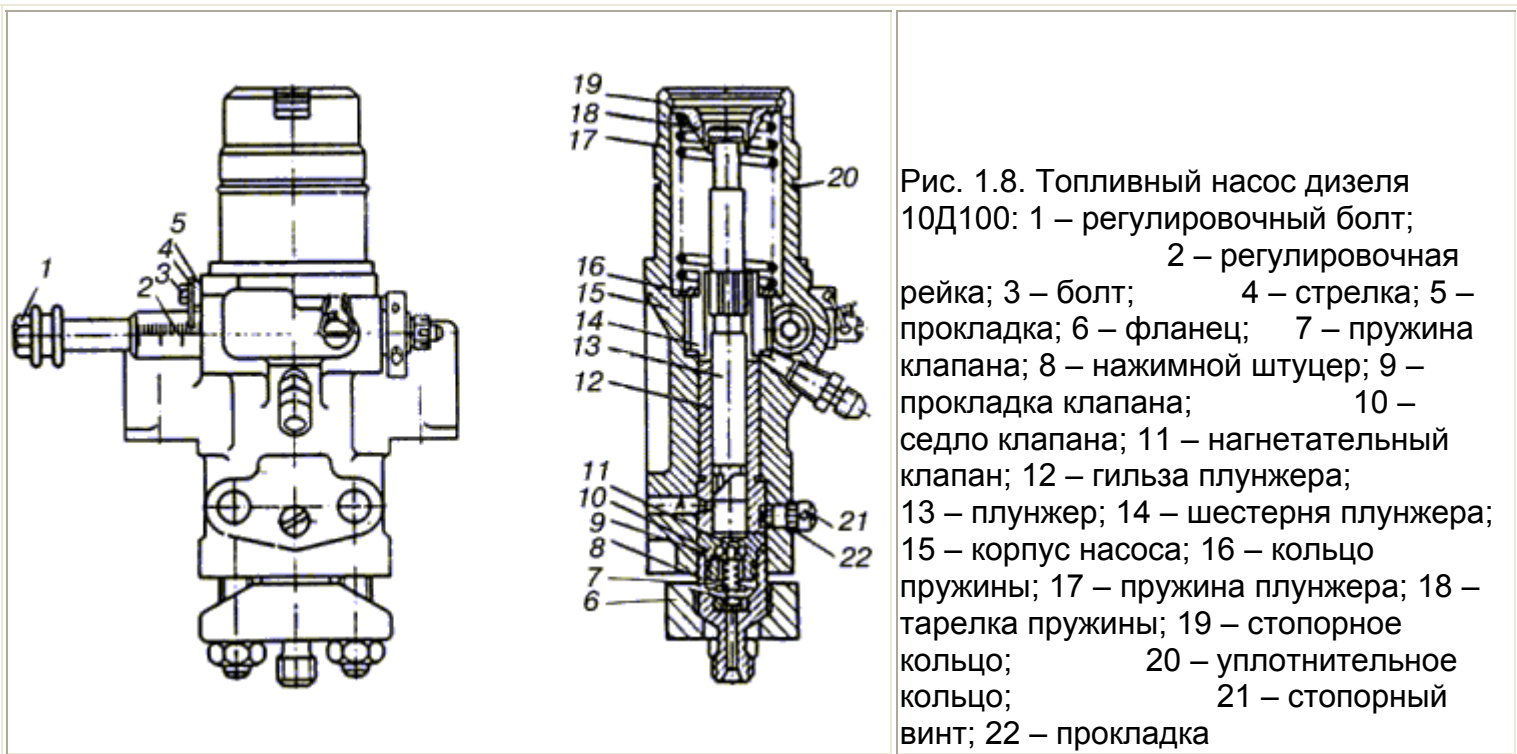


Рис. 1.7. Топливный насос дизеля Д50, продольный разрез: 1 - пружина выключающего устройства; 2 - направляющий стакан; 3 - манжета; 4 - болт толкателя; 5 - рукоятка выключающего устройства; 6 - пружина; 7 - тяга; 8 - корпус насоса; 9 - кулачковый вал; 10 - стакан; 11 - корпус толкателя; 12 - ролик толкателя; 13 - палец толкателя; 14 - рычаг предельного регулятора; 15 - корпус предельного регулятора; 16 - рычаг; 17 - груз; 18 - сердечник; 19 - ограничитель хода; 20 - конический штифт; 21 - шестерня регулятора; 22 - крышка; 23 - болт; 24 - пружина; 25 - регулирующая гайка; 26 - корпус привода регулятора

Кулачковый вал предназначен для периодического перемещения плунжеров насоса из нижнего положения в верхнее. Он имеет шесть кулачков, расположенных под углом  $60^\circ$  друг к другу в порядке 1 - 3 - 5 - 6 - 4 - 2. Фланцы кулачкового вала обработаны и служат для присоединения: левый - регулятора числа оборотов цилиндрической шестерней, а правый - вала привода топливного насоса. Внутри кулачковый вал имеет осевое отверстие, служащее каналом для подвода масла к опорным подшипникам и регулятору. Толкатели приводят в движение плунжеры насоса. Корпус 11 толкателя стальной, цементированный с цилиндрической наружной поверхностью и хвостовиком, с внутренней резьбой для болта 4, предназначенного для регулировки моментов начала подачи топлива плунжерами (угла опережения подачи топлива). Он снабжен шестигранником под ключ и цилиндрической головкой с шаровой поверхностью, на которую опирается стакан пружины плунжера. Положение болта фиксируется стаканом толкателя. В нижней части корпуса имеется поперечное сквозное отверстие для бронзового пальца 13 и ролика 12. Секции топливного насоса выполнены съемными, что позволяет их менять в процессе эксплуатации.



### 1.2.3. Конструкция ТНВД дизеля 10Д100



На рис. 1.8 представлен топливный насос высокого давления дизеля 10Д100. В расточке корпуса 15 насоса установлена прецизионная пара, состоящая из плунжера 13 и гильзы 12, фиксируемой в определенном положении стопорным винтом 21. На шлицы плунжера надета шестерня 14, которая находится в зацеплении с регулирующей рейкой. В верхней части расположено кольцо 16, ограничивающее шестерню от осевого перемещения. Нагнетательный клапан 11 установлен в нижней части насоса и служит для разобщения нагнетательного топливного трубопровода от подплунжерной полости. Клапан прижимается к седлу пружиной 7. Плунжер 13 получает поступательное движение от толкателя, к корпусу которого прикреплен топливный насос. При ходе вниз плунжер перекрывает нижней кромкой окно в гильзе, сообщающее полость низкого давления А с подплунжерной полостью. С этого момента происходит повышение давления топлива под плунжером и, когда сила давления топлива достигает величины, превышающей силу затяжки пружины нагнетательного клапана и давления под ним, клапан открывается и топливо проходит по нагнетательному трубопроводу в форсунку. Нагнетание топлива продолжается до тех пор, пока винтовая кромка плунжера откроет окно в гильзе А.

При дальнейшем движении плунжера вниз топливо из подплунжерной полости по вертикальному пазу плунжера и отверстию в гильзе будет перетекать в полость низкого давления.

При этом давление под плунжером резко упадет, а нагнетательный клапан под действием пружины и разности давлений топлива в трубопроводе и под плунжером опустится на седло. При ходе плунжера вверх топливо поступает из полости низкого давления в подплунжерную полость. Количество топлива, подаваемого плунжером, зависит от положения винтовой кромки плунжера относительно окна в гильзе и изменяется поворотом плунжера вокруг его оси при помощи шестерни 14 и регулирующей рейки 2.

В дизелях Д50 используются ТНВД блочного типа. В дизелях 10Д100 установлено 20 индивидуальных ТНВД, конструкция которых уже рассмотрена, по два насоса на каждый цилиндр. Привод 10 ТНВД каждого ряда осуществляется кулачковым валом. Между кулачковым валом и каждым насосом устанавливается толкатель, который обеспечивает перемещение плунжера ТНВД (рис. 1.9).

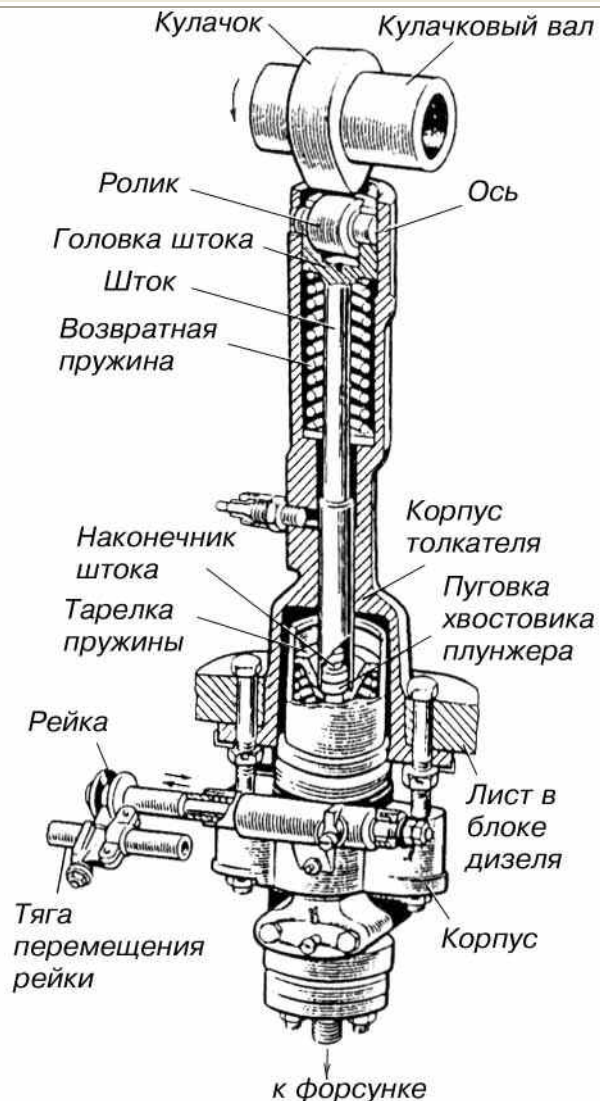


Рис. 1.9. Толкатель и топливный насос дизелей 10Д100, 2Д100

При набегании кулачка на ролик шток перемещает плунжер ТНВД вниз, что обеспечивает подачу топлива в цилиндр, а когда кулачек обращен к ролику тыльной стороной под действием возвратной пружины, шток поднимается и плунжер под действием своей пружины возвращается в исходное положение.

#### 1.2.4. Конструкция и принцип работы форсунок дизелей типа Д100 и Д50

Цикловая подача топлива под большим давлением из ТНВД поступает в форсунку. Основное назначение форсунки - распыливание и распределение топлива по объему камеры сгорания.

Преимущественное распространение на тепловозных дизелях получили форсунки закрытого типа, имеющие распылитель с запорной иглой. Они называются закрытыми потому, что запорная игла после впрыска топлива разобцает цилиндр от объема топливного трубопровода высокого давления. По нагнетательной трубке (рис. 1.10), выдерживающей большие давления, ТНВД подает топливо к форсунке. Однако сразу к распыливающим

отверстиям топливо пройти не может, так как путь ему преграждает игла, конус которой плотно притерт к седлу корпуса распылителя форсунки.

Для впрыска топлива необходимо приподнять иглу, прижатую пружиной. Это осуществляется за счет высокого давления топлива. Впрыскивание происходит, когда давление топлива, действующее на кольцевой запечник иглы, создает усилие, достаточное для сжатия пружины при подъеме иглы. При этом топливо со значительной скоростью устремляется в цилиндр дизеля через распыливающие отверстия, расположенные за иглой в нижней части корпуса распылителя (соплового наконечника). Начальное давление впрыска, необходимое для поднятия иглы и определяемое затяжкой пружины, составляет 20-30 МПа.

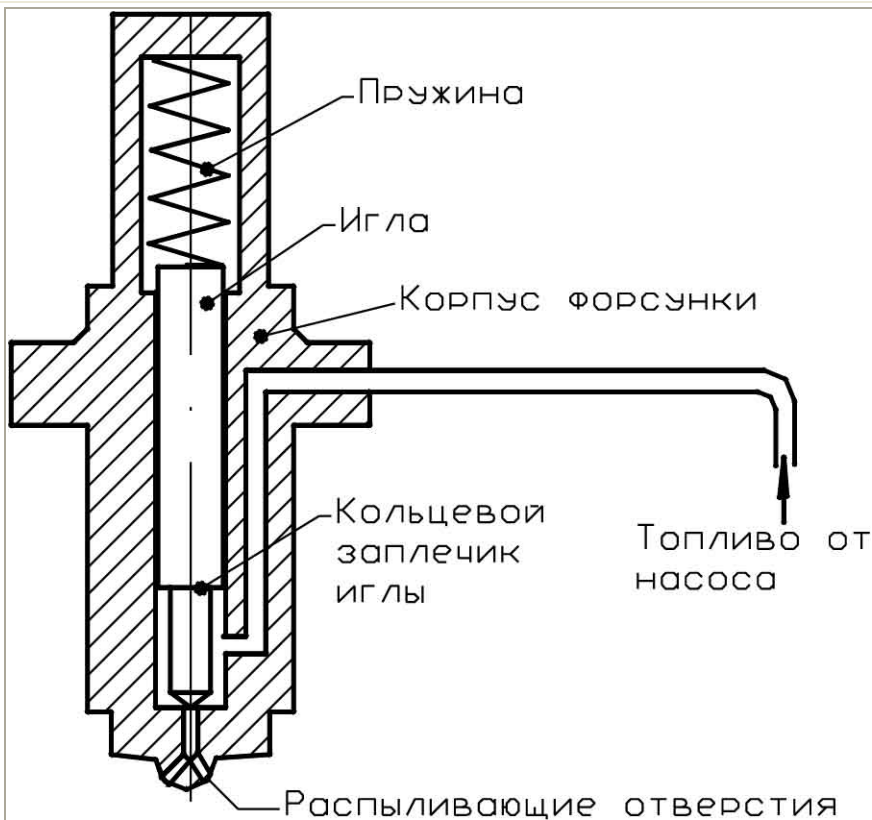


Рис. 1.10. Схема устройства форсунки закрытого типа

Едва игла оторвется от своего седла, как действующее на нее усилие со стороны топлива возрастает. Дело в том, что при закрытом положении иглы давление топлива действует не на всю поверхность конусной части. Когда игла начинает пропускать топливо к распыливающим отверстиям, общее усилие на нее возрастает за счет увеличения площади, на которую действуют давление топлива.

После прекращения подачи топлива насосом давление падает, и игла под воздействием пружины тотчас опускается. При быстром закрытии (отсечке) возможность подтекания, просачивания топлива из распылителя форсунки исключается. Этому способствует также следующая особенность работы топливного насоса.

В момент отсечки (прекращение подачи топлива плунжером) на какое-то время нагнетательная полость топливного насоса, нагнетательная трубка и полость форсунки соединяются через окно А (см. рис. 1.4) с полостью низкого давления. За счет этого давление топлива перед иглой форсунки резко падает. Это положительно сказывается на четкой, без подтекания работе форсунки.

### 1.2.5. Конструкция форсунки дизеля 10Д100

Для равномерного распределения топлива по камере сгорания в форсунке имеется несколько распыливающих отверстий. Форсунка дизеля 10Д100 имеет три отверстия диаметром 0,56 мм каждое.

На дизелях Д100 в каждом цилиндре имеются две форсунки, расположенные

одна против другой. Для обеспечения плотности, чтобы в местах их соединения с цилиндром не просачивались ни газы, ни охлаждающая цилиндры вода, форсунки крепятся с помощью промежуточной (переходной) детали, называемой адаптером.

Главной деталью форсунки (рис. 1.11) является распылитель, состоящий из корпуса распылителя и иглы, которая притирается к корпусу распылителя по цилиндрической и конической (запирающей) поверхностям. Этим достигается плотность этой пары и легкость перемещения иглы в распылителе. Игла прижимается к конусу корпуса распылителя усилием пружины, которое передается через тарелку, толкатель и ограничитель.

Подъем иглы форсунки в момент впрыска обычно ограничивается упором (ограничителем) и в тепловозных дизелях не превышает 0,7 мм. Форсунки тепловозных дизелей имеют, например, максимальный подъем иглы, равный 0,45 мм (см. рис. 1.11). Несмотря на такую малую величину подъема, площадь проходного сечения под конусом иглы в несколько раз больше суммарной площади распыливающих отверстий.

Топливо, поступающее от насоса, проходит щелевой фильтр, задерживающий случайно попавшие в топливо крупные частицы грязи, и направляется по пазам и каналам в полость, окружающую нижний конец иглы. Далее форсунка работает так, как описано выше.

Давление топлива, которое испытывают распылители, может превышать 100 МПа, а промежутки времени, в течение которого происходит впрыск топлива под таким давлением, чрезвычайно малы: на впрыск отводятся тысячные доли секунды. В остальное время между конусом иглы и конусом корпуса распылителя топливо не должно просочиться в цилиндр дизеля.

Это требует высокоточного изготовления и подбора прецизионной пары: корпуса распылителя и иглы распылителя. В процессе эксплуатации распылители форсунок соприкасаются с горячими газами в цилиндре. Это может вызвать перегрев. В результате могут измениться зазоры, возникает коробление, что нарушает нормальную работу форсунки. Большим недостатком топливной аппаратуры является ее ненадежная работа на режимах холостого хода и малых нагрузок двигателя из-за низких давлений, создаваемых в ТНВД, и некачественного распыливания цикловой подачи.

В результате большой работы исследователей по повышению топливной экономичности дизелей типа 10Д100 конструкция форсунки претерпела изменения, которые коснулись в первую очередь распылителя.

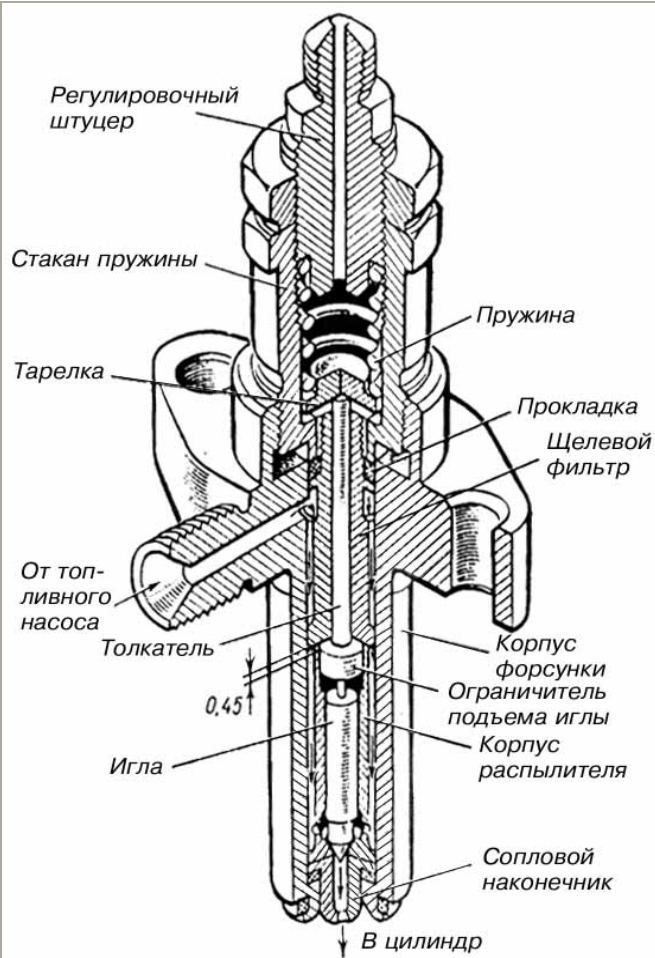
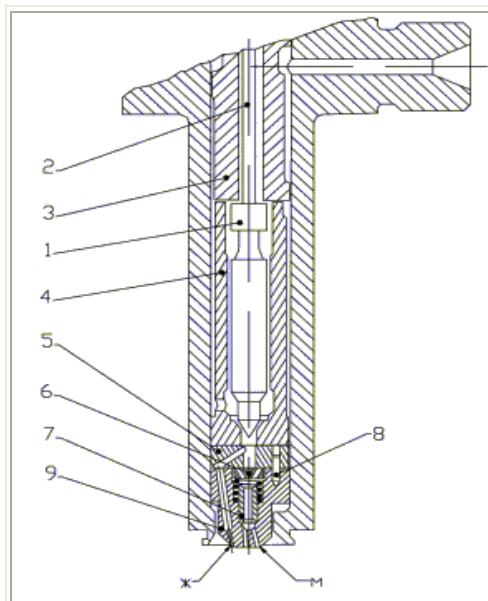


Рис. 1.11. Разрез форсунки дизелей 10Д100, 2Д100

На рис. 1.12 видно, что сопловой наконечник укорочен и на нем установлена проставка 5. В проставке есть центральное отверстие, закрытое

клапаном 6 и пружиной 7. Второй канал в проставке связан с каналом Ж в сопловом наконечнике.



Теперь в новой форсунке есть два режима работы. На малых нагрузочных режимах, когда давление цикловой подачи топлива недостаточное и клапан 6 с пружиной 7 закрывает центральное отверстие, впрыскиваемое топливо через боковой канал и канал Ж поступает в цилиндр. Поскольку впрыск топлива осуществляется через одно отверстие, обеспечивается достаточно качественное распыливание при минимальной частоте вращения  $n_{\min} = 240-270$  мин<sup>-1</sup>.

Рис. 1.12. Двухрежимная форсунка дизеля 10Д100М: 1 – плунжер; 2 – толкатель; 3 – щелевой фильтр; 4 – корпус распылителя; 5 – проставка; 6 – клапан; 7 – пружина; 8 – штифт; 9 – сопловой наконечник

С переходом на большие нагрузочные режимы цикловая подача и давление топлива растут, клапан 6 открывается и подача топлива осуществляется через три штатных распыливающих отверстия М.

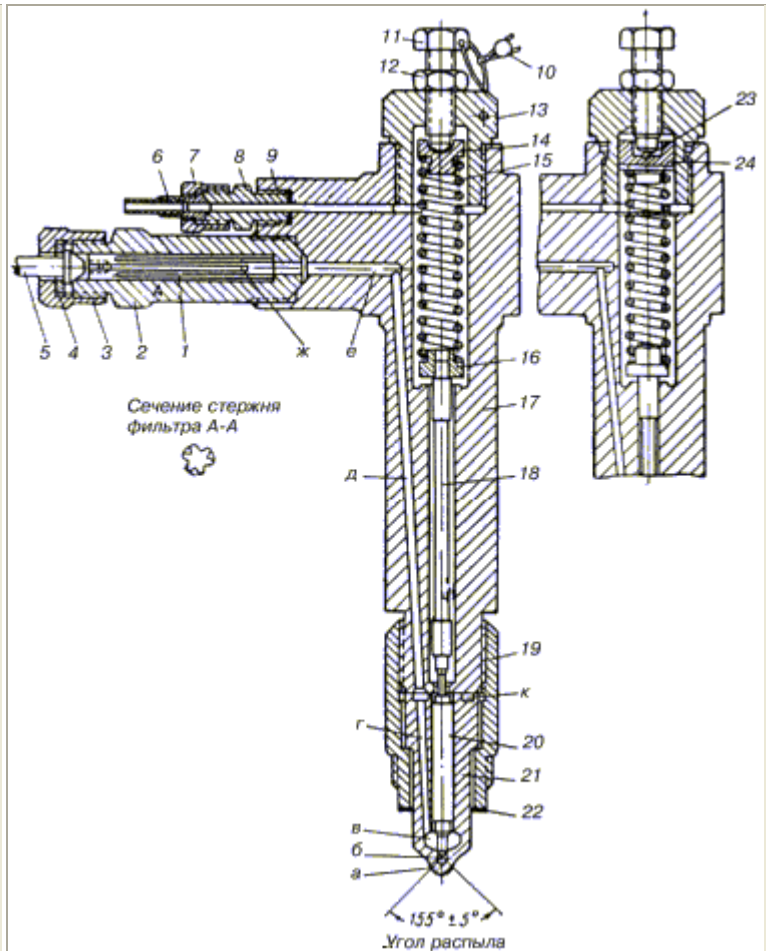
Использование двухрежимных форсунок позволяет сократить часовой расход при работе дизеля на холостом ходу до 15 кг/ч вместо 25 кг/ч при работе со стандартной форсункой и минимальной частоте вращения коленчатого вала  $n_{\min} = 400$  мин<sup>-1</sup>.

### 1.2.6. Конструкция форсунки дизеля Д50

На рис. 1.13 показана конструкция закрытой форсунки, которая представляет собой стальной корпус 17, к которому с помощью гайки 19 крепится корпус распылителя 21. Распылитель в нижней части имеет девять сопловых отверстий а с диаметром  $0,35 \pm 0,02$  мм. Угол между осями сопловых отверстий составляет  $155 \pm 5^\circ$ . Над посадочным пояском иглы распылителя 20 образована камера в. Под посадочным пояском иглы находится общий для всех девяти сопел вертикальный канал б.

Рис. 1.13. Форсунка дизеля Д50:

1 – стержень щелевого фильтра; 2 – штуцер;  
 3 – накидная гайка; 4 – кольцо; 5 –  
 нагнетательная топливная трубка; 6 – сливная  
 трубка; 7 – накидная гайка сливной  
 трубки; 8 – штуцер; 9 – медное  
 прокладочное кольцо; 10 – пломба; 11 –  
 регулировочный болт; 12 – контргайка  
 регулировочного болта; 13 – пробка корпуса  
 форсунки; 14 – верхняя тарелка пружины;  
 15 – пружина; 16 – нижняя тарелка  
 пружины; 17 – корпус форсунки; 18 –  
 штанга;  
 19 – гайка распылителя; 20 – игла распылителя;  
 21 – корпус распылителя; 22 – медная  
 прокладка; 23 – шарик установлен на втором  
 варианте форсунок; 24 – верхняя тарелка  
 пружины (с шариком); а – сопловые  
 отверстия; б, в, д; ж – каналы; е –  
 камера иглы распылителя; к – кольцевой канал



Топливо от ТНВД через нагнетательную трубку высокого давления 5, щелевой фильтр 1, далее через каналы е, д и г поступает в камеру в. Игла распылителя внизу имеет меньший диаметр, чем вверху. Разность этих диаметров иглы образует поясok, на который действует давление топлива. Регулировка пружины 15 на давление 27 МПа осуществляется с помощью регулировочного болта 11. При достижении в канале в указанного давления игла 20 приподнимается и цикловая подача топлива устремляется через сопловые отверстия в цилиндр дизеля.

Просочившееся между иглой и корпусом распылителя топливо поступает в камеру, где расположена штанга и пружина, и далее по сливной трубки б и трубопроводам в топливный бак.

## 2. Лабораторная работа № 2

### ВНЕШНИЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### 2.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомление с направлениями использования теплоты в двигателях внутреннего сгорания, принципами проведения теплорасчетных испытаний, численное определение значений уравнения теплового баланса двигателя лабораторной установки.

#### 2.2. ВНЕШНИЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Современный двигатель является комбинированным тепловым двигателем, состоящим из поршневого двигателя внутреннего сгорания, газовой турбины, компрессора и целого ряда устройств для подвода и отвода теплоты, объединенных общим рабочим телом, совершающим единый

рабочий цикл.

Рабочим телом единого рабочего цикла дизеля являются продукты сгорания, образующиеся в результате реакций окисления топлива. Таким образом, дизель - это такой тепловой двигатель, в цилиндре которого происходят процессы сгорания топлива с выделением теплоты и преобразования тепловой энергии в механическую.

Основными отличиями дизеля являются:

- высокая степень сжатия;
- работа на тяжелом жидком топливе;
- внутреннее смесеобразование, т.е. раздельное поступление в цилиндр топлива и воздуха;
- самовоспламенение топлива от сжатия.

Дизельные двигатели нашли наибольшее распространение на теплово-зах и в судовых тепловых установках.

Другой наиболее распространенный тип двигателя внутреннего сгорания - карбюраторный. Основные отличия этого теплового двигателя:

- низкая степень сжатия воздуха;
- работа на легком жидком топливе;
- внешнее смесеобразование, т.е. рабочая смесь паров топлива и воздуха образуется в карбюраторе, за пределами цилиндра;
- принудительное воспламенение рабочей смеси.

Карбюраторные двигатели преимущественно используются на автомобильном транспорте.

Тепловая энергия, выделяющаяся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, лишь частично используется для совершения эффективной работы. Значительная часть тепла теряется с выпускными газами, охлаждающей водой и смазочным маслом, вследствие неполноты сгорания и др.

Внешним тепловым балансом двигателя внутреннего сгорания называется распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в камере сгорания, на отдельные составляющие, включающие как полезно используемую теплоту, так и потери теплоты.

Тепловой баланс можно определять на различных режимах работы двигателя. Это позволяет выяснить, как изменяются тепловые потери при изменении нагрузки и числа оборотов. Тем самым появляется возможность оценить характер изменения экономичности в зависимости от режима работы двигателя.

Во всех случаях тепловой баланс определяется только на установившихся режимах работы двигателя, когда с течением времени не изменяются температуры охлаждающей воды, смазочного масла и выпускных газов, нагрузка и частота вращения коленчатого двигателя.

Для проведения испытаний используется лабораторная установка, схема которой представлена на рис. 2.1.

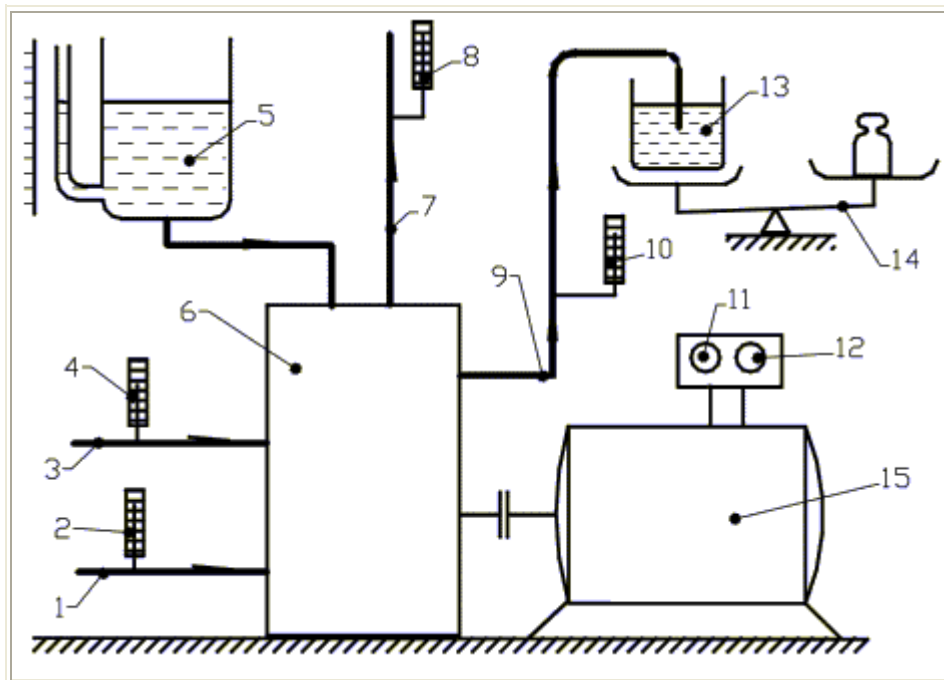


Рис. 2.1. Схема лабораторной установки: 1 - впускной коллектор; 2 - термометр воздуха, поступающего в дизель; 3 - подводы охлаждающей воды; 4 - термометр охлаждающей воды на входе в дизель; 5 - бачок для определения расхода топлива; 6 - дизель; 7 - выпускной коллектор; 8 - термометр выпускных газов; 9 - отвод охлаждающей воды; 10 - термометр охлаждающей воды на выходе из дизеля; 11 - амперметр генератора; 12 - вольтметр генератора; 13 - бачок охлаждающей воды; 14 - весы для замера расхода охлаждающей воды; 15 - генератор постоянного тока

Целью лабораторной работы является овладение методикой расчета составляющих внешнего теплового баланса на основе проведения испытаний двигателя внутреннего сгорания, овладение навыками пользования измерительной аппаратурой и обработки опытных данных.

### 2.3. РАСЧЕТ ВНЕШНЕГО ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

Внешним тепловым балансом ДВС является распределение общего количества теплоты, внесенной в цилиндр на основные составляющие, на которые расходуется подводимая теплота. Обозначим общее количество

теплоты, внесенной в цилиндр за час,  $Q$ , а сумму расходных составляющих  $\sum Q_i$ , тогда уравнение внешнего теплового баланса будет иметь вид

$$Q = \sum Q_i \quad (2.1)$$

$$\text{или } Q_{ж} + Q_{фж} + Q_{фв} = Q_e + Q_z + Q_{cool} + Q_{ост}, \quad (2.2)$$

где  $Q_{ж}$  – общее количество располагаемой теплоты топлива;  $Q_{фж}$  – количество физической теплоты, внесенной топливом в цилиндр;  $Q_{фв}$  – количество физической теплоты, внесенной воздухом;  $Q_e$  – количество теплоты, преобразованной в эффективную мощность дизеля.

При проведении лабораторной работы величинами  $Q_{фж}$  и  $Q_{фв}$  можно пренебречь ввиду их малости:



$$Q_m = B H_u, \quad (2.3)$$

где  $B$  – часовой расход топлива, кг/ч;  $H_u$  – теплота сгорания дизельного топлива,  $H_u = 42700$  кДж/кг;

$$Q_e = 3600 P_e, \quad (2.4)$$

где  $P_e$  – эффективная мощность дизеля, кВт.

Во время испытаний  $P_e$ , кВт, определяется по выходным параметрам генератора, который приводится в действие дизелем:

$$P_e = \frac{10^{-3} I V}{\eta_z}, \quad (2.5)$$

где  $I$  – сила тока, А;  $V$  – напряжение, В;  $\eta_z = 0,9$  – КПД генератора.

$Q_z$  – количество теплоты, которое уносится выпускными газами:

$$Q_z = G_z c_z t_\partial, \quad (2.6)$$

где  $G_z$  – количество выпускных газов, кг/ч;  $c_z$  – теплоемкость выпускных газов, кДж/кг·°С;  $t_\partial$  – температура выпускных газов, °С.

Для расчетов можно принять  $c_z \cong 1,05$ – $1,08$  кДж/кг·°С.

Количество выпускных газов можно определить по уравнению

$$G_z = (G_{air} + 1) B \quad (2.7)$$

или

$$G_z = (\alpha_1 \beta \mu_\partial l_0 + 1) B, \quad (2.8)$$

где  $G_{air}$  – количество воздуха, поступившего в цилиндр дизеля;  $\alpha_1$  – коэффициент избытка воздуха или воздушно-топливное отношение,  $\alpha_1 = 1,7$ ;  $\beta$  – коэффициент продувки,  $\beta = 1,05$  –  $1,15$ ;  $\mu_\partial$  – молекулярная масса выпускных газов воздуха,  $\mu_\partial = 28,95$  кг/кмоль;  $l_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива. Для дизельного

топлива, имеющего следующий элементарный состав:  $C = 0,87$ ;  $H_2 = 0,126$ ;  $O = 0,004$ , величина  $l_0 = 0,5$  кмоль/кг.

$G_{air}$  может быть определено экспериментально с использованием расходомерного устройства.

$Q_{cool}$  – количество теплоты, уносимое охлаждающей водой:

$$Q_{cool} = G_{cool} c_{cool} (t''_{cool} - t'_{cool}) B, \quad (2.9)$$

где  $G_{cool}$  – количество охлаждающей воды, кг;  $c_{cool}$  – теплоемкость охлаждающей воды, кДж/кг·°С,  $c_{cool} = 4,2$  кДж/кг·°С;  $t''_{cool}$ ,  $t'_{cool}$  – температура охлаждающей воды соответственно на входе и выходе из дизеля.

$Q_{ост}$  – остаточный член управления типового баланса, включающий неучтенные в эксперименте потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_m - (Q_e + Q_z + Q_{cool}).$$

#### 2.4. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Время проведения испытаний, устанавливается преподавателем. Для записи показателей измерительных приборов и других операций составляют табл. 2.1.

таблица 2.1

Результаты измерений

№ замера	$B'$ , кг	$G'_{cool}$ , кг	$t'_{cool}$ , °С	$t''_{cool}$ , °С	I, А	V, В	$t_{\partial}$ , °С	$P_e$ , кВт	$G_{air}$ , кг/ч
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
среднее значение									

Для подсчета часового расхода, кг/ч, используется выражение

$$B = \frac{B'}{\tau} 60, \quad (2.10)$$

где  $B'$  – расход топлива за время  $\tau$  в минутах.

Аналогично рассчитывается  $G_{cool}$ .

После выполнения расчетов, указанных в п. 2.4, уравнение теплового баланса можно представить в таком виде:

$$Q_m = Q_e + Q_z + Q_{cool} + Q_{ост}, \quad (2.11)$$

$$I = \frac{Q_e}{Q_m} + \frac{Q_z}{Q_m} + \frac{C_{cool}}{Q_m} + \frac{Q_{ост}}{Q_m}, \quad (2.12)$$

$$I = q_e + q_z + q_{cool} + q_{ост}, \quad (2.13)$$

где  $q_e$  – относительная доля теплоты, перешедшая в эффективную мощность,  $q_e = \eta_{ef}$ , т.е. это есть эффективный КПД;  $q_z$  – относительная доля теплоты, унесенная выпускными газами;  $q_{cool}$  – относительная доля теплоты, перешедшая в охлаждающую воду;  $q_{ост}$  – относительная доля невязки баланса.

На основе анализа полученных данных после выполнения лабораторной работы необходимо сравнить их с данными современных тепловозных дизелей.

## 2.5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется внешним тепловым балансом?
2. Какие составные части теплового баланса вы знаете?
3. В каких пределах измеряется относительная доля теплоты, уносимая выпускными газами?
4. Чему равен эффективный КПД дизеля?
5. Чему равна относительная доля теплоты, уносимая охлаждающей водой?
6. Чему равна теплота сгорания дизельного топлива?
7. Какие величины измеряются при проведении лабораторной работы?
8. Как подсчитать количество теплоты, вносимой в цилиндр топливом?
9. Как определить мощность дизеля?
10. Как подсчитать количество теплоты, уносимой выпускными газами?
11. Как подсчитать теплоту, уносимую охлаждающей водой?

## 3. Лабораторная работа № 3

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

#### 3.1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение принципов регулирования угла опережения подачи топлива, методов определения этой характеристики в эксплуатации.

### 3.2. ПРИНЦИПЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Угол опережения подачи топлива (УОПТ) является одной из важнейших регулировочных характеристик дизеля. Своевременность подачи топлива в цилиндры двигателя во многом определяет качественные и количественные параметры рабочего процесса дизеля в целом. Для понимания принципов регулирования УОПТ рассмотрим упрощенно процесс топливоподачи насосом высокого давления (рис. 3.1). При работе секции насоса плунжер 4 вместе с толкателем 2 совершает возвратно-поступательное движение под действием вращающегося кулачка 1 и пружины 6. При движении плунжера вниз топливо через канал А во втулке заполняет надплунжерное пространство. В начале движения плунжера вверх плунжер вытесняет часть топлива через впускное отверстие втулки в питательный канал. Геометрический момент начала подачи топлива, соответствующий так называемому геометрическому УОПТ, определяется моментом перекрытия впускного отверстия А втулки верхней кромкой плунжера. С этого момента при дальнейшем движении плунжера вверх происходит сжатие топлива в надплунжерной полости, а при достижении давления, при котором открывается нагнетательный клапан, также и в полостях трубопровода высокого давления, и в форсунке. В цилиндр топливо поступит только после подъема иглы форсунки. Этот момент называют действительной подачей топлива, а УОПТ соответственно действительным или фактическим УОПТ.

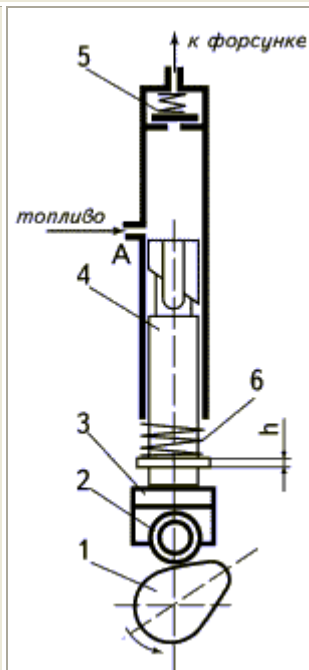


Рис. 3.1. Схема топливного насоса: А – питательный канал; 1 – кулачок; 2 – ролик толкателя; 3 – толкатель; 4 – плунжер; 5 – пружина нагнетательного клапана; 6 – возвратная пружина плунжера

Воздействовать на величину геометрического момента начала подачи топлива можно двумя основными направлениями. Во-первых, поворотом кулачкового вала топливного насоса относительно верхней мертвой точки (ВМТ) в цилиндре. Как правило, такая возможность имеется у большинства типов дизелей за счет взаимного смещения полумуфт привода топливного насоса или изменением сцепления зубчатых колес передачи от коленчатого вала к кулачковому. Вращая полумуфты относительно друг друга, можно изменить УОПТ в значительных пределах. Такую регулировку выполняют обычно при установке топливного насоса на дизель после замены или ремонта, а в эксплуатации к такой регулировке прибегают редко. Во-вторых, изменить момент перекрытия плунжером отверстия А (см. рис. 3.1) можно, если конструктивно предусмотреть возможность изменения расстояния  $h$ , при этом обеспечивается большая точность и "плавность" изменения УОПТ. Это достигается или установкой регулировочных прокладок между толкателем и плунжером (рис. 3.2, б), или наличием в конструкции толкателя регулировочного винта (рис. 3.2, а).

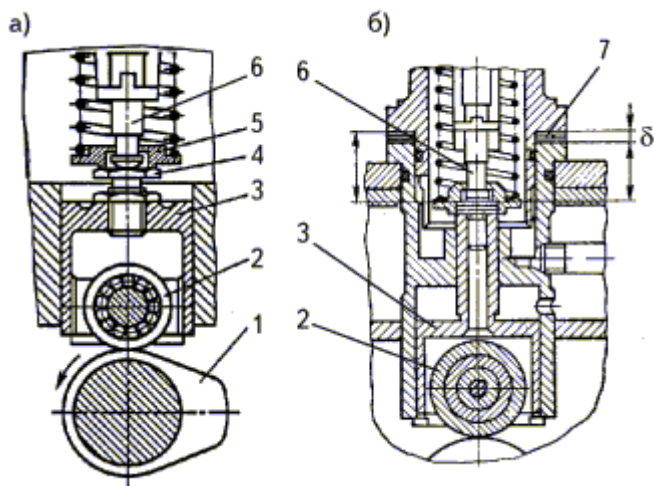


Рис. 3.2. Фрагмент конструкции топливного насоса: а – с резьбовой регулировкой (дизель 11Д45); б – с регулировкой прокладками (Д70); 1 – кулачок; 2 – ролик толкателя; 3 – толкатель; 4 – регулировочный винт; 5 – тарелка пружины; 6 – хвостовик плунжера; 7 – регулировочные прокладки

Кроме того, в малой степени на момент начала подачи топлива можно повлиять еще и изменением затяжки пружины нагнетательного клапана насоса или возвратной пружины форсунки. Однако назначение этих элементов топливной аппаратуры иное: нагнетательный клапан должен разобщать полости форсунки и насоса в промежутки между впрысками, а пружина форсунки предназначена для регулировки давления топлива в момент впрыска. От величины давления начала подачи топлива зависит качество распыления топлива и последующего смесеобразования в цилиндре.

### 3.3. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УОПТ

Определение геометрического момента начала подачи топлива осуществляют с помощью простого устройства - моментоскопа (рис. 3.3). Моментоскоп устанавливают на регулируемом насосе (секции насоса), проворачивают вал дизеля с помощью валоповоротного устройства до заполнения стеклянной трубки топливом, примерно на половину ее рабочей высоты. Далее медленно поворачивают коленчатый вал двигателя. В момент начала подачи топлива в этой трубке будет хорошо видно движение мениска топлива вверх. По градуированному диску определяют угол, при котором происходит начало подачи топлива. Определение момента начала подачи следует произвести два-три раза. Опытный регулировщик может установить этот угол с точностью до  $1^\circ$ .

Описанный метод часто называют способом определения УОПТ "по мениску". Преимущества этого метода - простота устройств, универсальность, наглядность. Недостатки - необходимость частичной разборки топливной системы, трудоемкость, сравнительно невысокая точность.

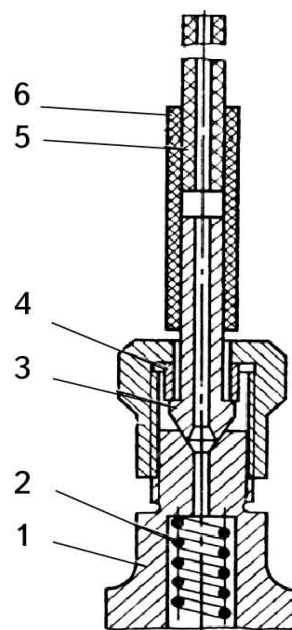


Рис. 3.3. Моментоскоп: 1 – штуцер насоса; 2 – пружина нагнетательного клапана; 3 – наконечник; 4 – нажимное кольцо; 5 – стеклянная трубка; 6 – резиновая трубка

Среди методов определения фактического (действительного) УОПТ наибольшее распространение на железнодорожном транспорте получил метод, основанный на измерении начала перемещения иглы форсунки. Требуемое оборудование включает: специализированный компьютер, датчик угла поворота коленчатого вала, датчик перемещения иглы форсунки, блоки питания и сопряжения сигналов. В качестве датчика хода иглы форсунки

применяют магнитоиндукционный преобразователь, который закрепляют на форсунке таким образом, чтобы его подвижная часть (сердечник катушки) при работе форсунки двигалась вместе с иглой. Следует отметить, что среди тепловозных дизелей только топливная аппаратура дизеля 10Д100 позволяет применить подобные датчики без переделки конструкции форсунки. Согласно сигналам с датчика угла поворота коленчатого вала и магнитоиндукционного датчика, получают диаграмму вида, подобного диаграмме рис. 3.4.

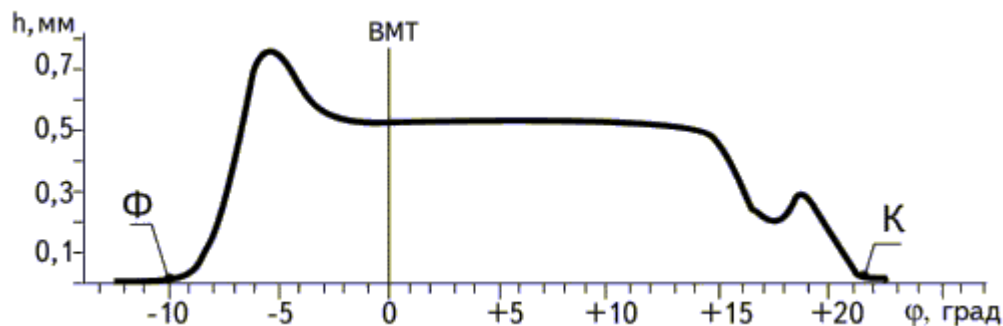


Рис. 3.4. Диаграмма хода иглы форсунки

По диаграмме легко определяются моменты начала подъема иглы форсунки (т.  $\Phi$ ) и посадки иглы в седло (т.  $K$ ), продолжительность подачи топлива, ход иглы  $h$  и ряд других важных характеристик топливоподачи. Наряду с высокой дополнительной информативностью такого способа определения УОПТ, к достоинствам последнего следует отнести точность и достоверность измерений, а к недостаткам - сложность оборудования, значительные затраты времени на оснащение дизеля датчиками, неуниверсальность.

Существует способ определения действительного УОПТ, основанный на анализе кривой давления в нагнетательном топливопроводе (рис. 3.5). Получить такую диаграмму можно, установив в трубке высокого давления (ближе к форсунке) датчик давления.

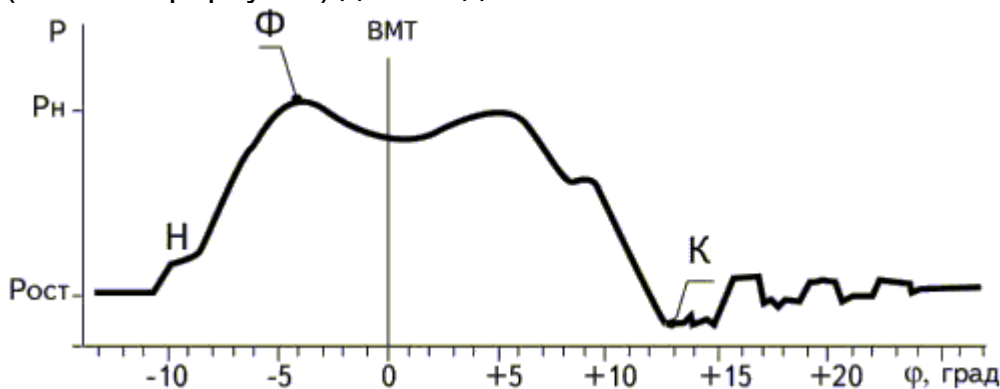


Рис. 3.5. Диаграмма давления топлива перед форсункой

Повышение давления на участке, предшествующему  $H$ , соответствует началу подачи топлива насосом, а сам участок  $H$  обычно связывают с открытием нагнетательного клапана и началом формирования волны давления на участке "ТНВД - форсунка". Дальнейшее повышение давления

топлива вызвано продолжающимся движением плунжера ТНВД вверх. Падение давления после т. Ф обусловлено начавшимся движением иглы форсунки вверх, а следовательно, расходом топлива через сопла форсунки. На последующих участках возможно некоторое повышение давления топлива (в данном случае оно значительно), что связано с продолжающейся со стороны ТНВД подачей топлива. Как правило, такая картина наблюдается на режимах большой производительности насоса. Прекращение подачи топлива насосом (отсечка) характеризуется резким снижением давления. Минимум первой полуволны на этом участке (т. К) соответствует посадке иглы на место (завершение подачи топлива). Наряду с действительным УОПТ, по диаграмме давления можно судить еще о целом ряде диагностических характеристик топливной аппаратуры: величине давления начала подачи топлива, плотности запорного конуса форсунки, цикловой подаче и др. Существенным недостатком такого метода следует признать необходимость изменения длины и объема нагнетательного топливопровода, что может исказить процесс топливоподачи. Кроме того, установка датчика давления в топливопровод требует значительных дополнительных затрат времени. Необходимо отметить, что существуют устройства для измерения давления жидкости "через стенки трубопровода". Хотя их применение и приведет к некоторому удорожанию оборудования, зато указанные выше недостатки могут быть устранены.

Наиболее полно требованию удобства установки на двигатель измерительного оборудования отвечает способ измерения УОПТ по виброграмме (рис. 3.6). Датчик (акселерометр) закрепляют на корпусе форсунки или на нагнетательном трубопроводе с помощью магнитного крепления или пружинного зажима.

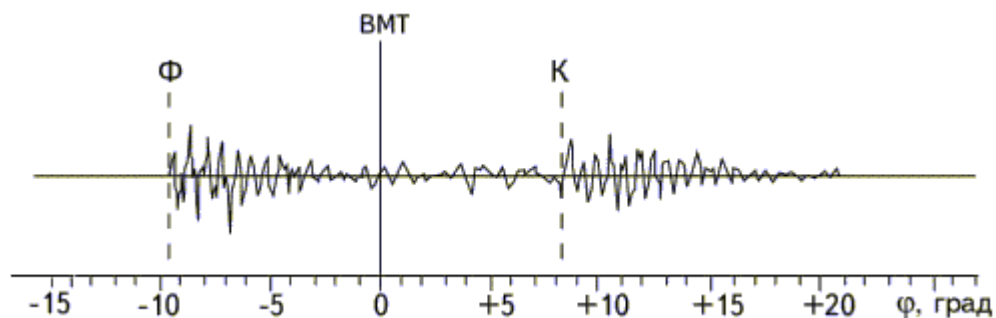


Рис. 3.6. Виброграмма эталонной форсунки дизеля 10Д100

Реализация сигнала, показанная на рис. 3.6, содержит три характерных участка. Передний фронт первого импульса соответствует удару иглы об ограничитель (Ф), второго - удару иглы при посадке о седло (К). Эти импульсы отличаются высокой амплитудой и частотой сигнала. Участок между ними содержит низкочастотные колебания, вызванные гидродинамическими явлениями, сопровождающими подачу топлива в цилиндр двигателя. В качестве недостатка применения данного метода для определения УОПТ следует указать наличие существенных виброакустических помех, сопровождающих работу многоцилиндрового дизеля, что усложняет анализ реальных виброграмм. Однако применение

компьютера для обработки вибросигнала может устранить указанный недостаток. Следует отметить, что в точности этот метод несколько уступает методам, описанным выше. Главным преимуществом можно считать универсальность: измерительное оборудование одинаково хорошо работает с любыми форсунками закрытого типа.

### 3.4. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОБОРУДОВАНИЕ

1. Дизель 1Ч8,5/11,5.
2. Моментоскоп.
3. Измерительный комплекс "Вектор".

### 3.5. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить способы регулировки и определения УОПТ.
2. Определить величину геометрического УОПТ с помощью моментоскопа. Измерения выполнить не менее трех раз. Результаты занести в табл. 3.1.
3. С помощью компьютерного измерительного комплекса "Вектор" определить диаграмму давления топлива перед форсункой.
4. По распечатанной диаграмме давления топлива определить действительный УОПТ. Результат занести в табл. 3.1.
5. В выводе работы сопоставить величины геометрического и действительного УОПТ, объяснить их расхождение.

Таблица 3.1

Результаты измерений УОПТ

№ опыта	Геометрический УОПТ			Действительный УОПТ	
	отметка на диске	УОПТ, °	среднее значение, °	УОПТ, °	среднее значение, °
1					
2					
3					
4					

### 3.6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем различие между действительным и геометрическим углом опережения подачи топлива?
2. Каким образом можно изменить величину УОПТ дизеля?
3. Принцип определения УОПТ по "мениску".
4. Принципы определения действительного УОПТ.
5. В чем заключаются основные недостатки и преимущества используемых в настоящей работе способов определения УОПТ?
6. Какой из рассмотренных способов определения УОПТ вам представляется наиболее подходящим для условий депо или завода?

### 4. Лабораторная работа № 4

## ВЛИЯНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

### 4.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Для выявления механизмов влияния угла опережения подачи топлива на показатели работы дизеля выполним анализ процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Традиционно различают четыре фазы сгорания топлива в цилиндре дизеля (рис. 4.1).

**Первая фаза I** - задержка самовоспламенения топлива. Длительность фазы определяется от момента начала подъема иглы форсунки (т. 1) до начала сгорания (т. 2) и зависит от ряда условий. Решающее значение оказывают состояние рабочего тела в цилиндре в момент начала подачи топлива (прежде всего температура) и свойства топлива (цетановое число).

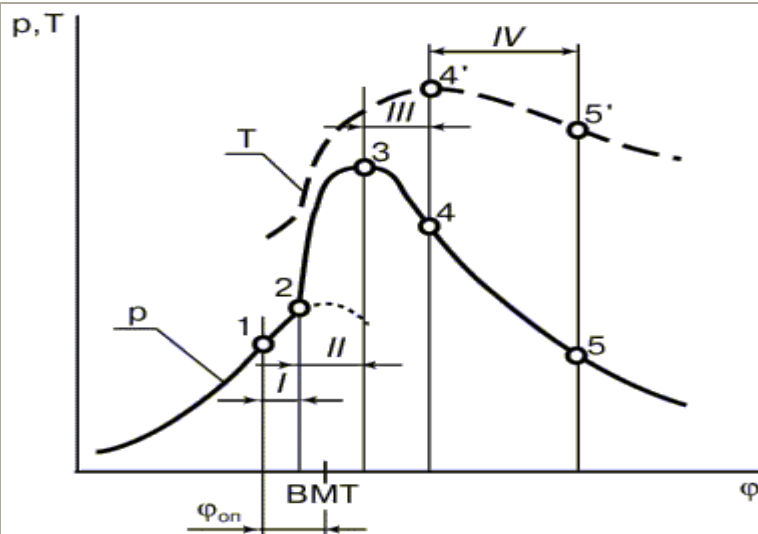


Рис. 4.1. Фазы сгорания: p – кривая давления в цилиндре; T – кривая температуры; φ<sub>оп</sub> – УОПТ



**Вторая фаза II** - фаза быстрого сгорания. Границей этой фазы принято считать момент достижения максимального давления в цилиндре двигателя (т.3). В течение этой фазы сгорает большая часть топлива, накопившегося за период задержки самовоспламенения. Скорость повышения давления, определяющая жесткость сгорания, во многом зависит от количества топлива, поданного в цилиндр в первой фазе: чем больше это количество, тем выше скорость нарастания давления, выше жесткость работы дизеля. С другой стороны, на жесткость процесса сгорания оказывает влияние и момент начала сгорания топлива (абсцисса точки 2).

**Третья фаза III** - основное сгорание. Начало третьей фазы определяется положением максимума давления (т. 3), а конец - положением максимума температуры газов в цилиндре (т. 4). При высоких температурах, достигаемых в третьей фазе, преобладающее влияние на сгорание оказывают продолжающиеся процессы смесеобразования, в частности диффузия (перемешивание топлива с воздухом). Поэтому длительность третьего периода сгорания в основном определяется степенью совершенства подвода воздуха к топливу и продуктам его частичного окисления.

**Четвертая фаза IV** - догорание топлива и продуктов его неполного окисления. Начало этой фазы приходится на момент максимума температуры в цилиндре (т. 4), конец (т. 5) - на момент максимума кривой тепловыделения (кривая не показана). Период характеризуется отсутствием подачи свежего топлива в цилиндр, увеличением скорости поршня. Количество неиспользованного воздуха в цилиндре к этому моменту невелико, поэтому догорание топлива происходит сравнительно медленно. Теплота, выделяющаяся в этот период, используется малоэффективно, так как степени расширения газа на этой части хода поршня малы. Регулируя УОПТ, можно воздействовать на протекание рабочего процесса в цилиндрах двигателя.

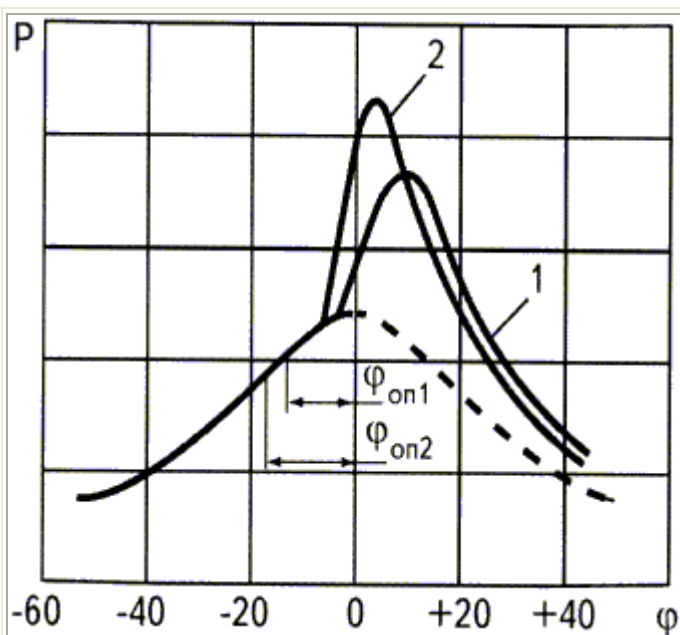


Рис. 4.2. Индикаторные диаграммы: 1 – нормальный УОПТ ( $\varphi_{оп1}$ ); 2 – ранний впрыск ( $\varphi_{оп2}$ )

**Увеличение УОПТ** - смещение т.1 (см. рис. 4.1) влево. Если условия в цилиндре (температура, количество воздуха и др.) остаются по-прежнему благоприятными, то при увеличении УОПТ существенного изменения продолжительности первой фазы сгорания не наблюдается, поэтому видимое сгорание наступает раньше. Протекание фазы быстрого сгорания приходится на участок до ВМТ, поэтому сопровождается большей скоростью повышения давления (увеличивается жесткость сгорания), ростом максимального давления сгорания (рис. 4.2).

**Значительное увеличение УОПТ.** При слишком больших значениях УОПТ (5-10о и более от оптимальной величины) наблюдается заметное увеличение периода задержки самовоспламенения (первая фаза сгорания). Это объясняется недостаточно высокой температурой воздуха в цилиндре. Поэтому к моменту воспламенения в цилиндре скапливается большая массовая порция топлива, что при сгорании вызывает резкое повышение скорости нарастания давления, максимального давления.

Так как при ранней подаче топлива значительная доля работы, совершаемой газами, приходится на участок до ВМТ, то экономические показатели работы дизеля, как правило, ухудшаются. Кроме того, увеличение жесткости сгорания, рост давления в цилиндре приводит к повышению механической и термической напряженности дизеля.

По субъективной оценке, работа дизеля с ранней подачей топлива сопровождается отчетливо слышимыми стуками.

**Уменьшение УОПТ** в незначительных пределах (до 5о) мало влияет на длительность периода задержки самовоспламенения. Поэтому при позднем впрыске топлива в цилиндр будет наблюдаться и более позднее начало сгорания (линия 2 на рис. 4.3). К этому моменту времени поршень уже движется к НМТ, скорость поршня увеличивается, что приводит к уменьшению максимального давления сгорания и не эффективному использованию теплоты в цилиндре. Завершение сгорания наступает заметно позже нормального, а иногда продолжается и вне цилиндра: в выпускном коллекторе, в проточной части турбины и т.п. Температура отработавших газов увеличивается. На слух двигатель работает мягко. Мощность двигателя уменьшается.

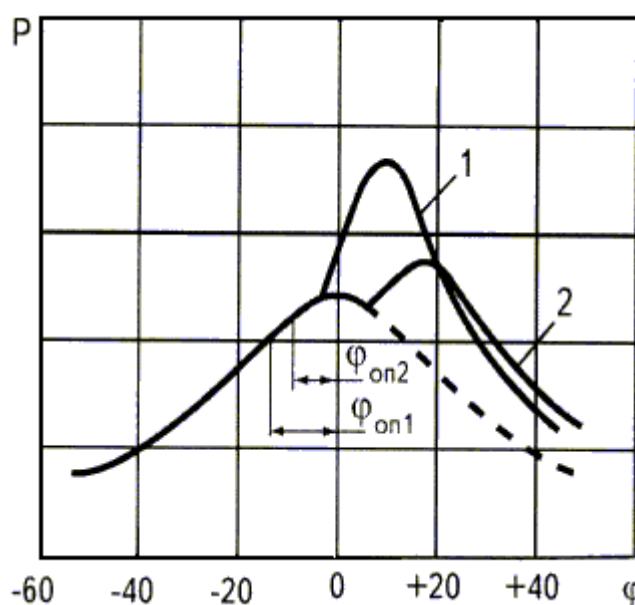


Рис. 4.3. Индикаторные диаграммы: 1 – нормальный УОПТ ( $\varphi_{оп1}$ ); 2 – поздний впрыск ( $\varphi_{оп2}$ )

**При значительном уменьшении УОПТ** (при впрыске вблизи или за ВМТ) сгорание в текущем цикле может вообще не наступить, так как температура воздуха при начавшемся в цилиндре расширении уменьшается и может оказаться недостаточной для воспламенения. Вследствие несовершенства очистки цилиндра, не сгоревшее топливо частично остается в цилиндре и может самовоспламениться в следующих циклах. При этом сгорание наступает как при ранней подаче топлива (см. рис. 4.2). Поскольку количество топлива, оказавшееся в цилиндре к началу сгорания, зависит от многих величин, в том числе и случайных, то и сам процесс сгорания непрогнозируем и неуправляем. Двигатель работает с перебоем и сильными стуками.

Таким образом, существует некоторое оптимальное значение УОПТ, обеспечивающее наиболее совершенное сгорание топлива в цилиндре.

Необходимо понимать, что это оптимальное значение не может оставаться неизменным на всех режимах работы двигателя. И в большей мере здесь сказывается скоростной режим: при больших частотах вращения вала дизеля время задержки воспламенения топлива потребует соответственно большего угла поворота коленчатого вала. Быстроходные дизели, работающие в широком скоростном диапазоне (от 700 до 4000 мин-1), имеют, как правило, устройства для автоматической корректировки УОПТ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Тепловозные дизели, эксплуатируемые в настоящее время на отечественных железных дорогах (табл. 4.1), таких устройств не имеют.

Таблица 4.1  
Геометрический УОПТ тепловозных дизелей

Дизель	УОПТ
ПД1М, Д50М	29
10Д100	10
14Д40	20
2Д70, 12Д70	21
Д49 (модификации)	26–29

Регулируя УОПТ, можно воздействовать на вид индикаторной диаграммы и на положение максимума давления с тем, чтобы установить оптимальное по показателям мощности и экономичности значение угла. Для четырехтактных дизелей величину УОПТ подбирают таким образом, чтобы сгорание начиналось ближе к ВМТ, а для двухтактных дизелей - несколько раньше ВМТ, чтобы максимум сгорания приходился на 6-8° после ВМТ. Различие связано с тем, что у двухтактного двигателя меньшая часть хода поршня на рабочем такте посвящена сгоранию - расширению (раньше открываются выпускные органы). Следовательно, рабочий процесс надо организовать таким образом, чтобы к моменту начала выпуска сгорание было закончено.

Необходимо помнить, что одним изменением УОПТ нельзя полностью компенсировать изменение задержки самовоспламенения, вызванное неисправностями двигателя или прочими изменившимися условиями.

#### 4.3. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОБОРУДОВАНИЕ

1. Дизель 1С8,5/11,5.
2. Компьютерный измерительный комплекс "Вектор".

#### 4.4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Дизель к началу измерений должен быть прогрет в течение не менее двух часов.
2. Анализом диаграммы давления топлива перед форсункой определить текущий угол опережения подачи топлива.
3. По осредненной не менее чем за 100 циклов индикаторной диаграмме определить: максимальное давление сгорания  $p_z$ ; угол поворота коленчатого вала  $\alpha_{pz}$ ; угол, соответствующий началу видимого сгорания  $\alpha_1$ ; среднее индикаторное давление в цилиндре  $p_i$ .
4. Определить часовой расход топлива  $B$ , температуру отработавших газов  $T$ , эффективную мощность дизеля  $P_e$ .
5. Изменить УОПТ на  $2-3^\circ$ , не изменяя цикловую подачу топлива. После изменения режима дать двигателю поработать не менее 10 мин, не производя измерений. Повторить пп. 2-4.
6. Повторить п. 5 для разных УОПТ. Результаты измерений занести в табл. 4.2.
7. Рассчитать удельный индикаторный  $b_i$  и удельный эффективный  $b_e$  расходы топлива. Результаты расчета свести

в табл. 4.2.

8. Построить графики  $T$ ,  $p_z$ ,  $\alpha_{pz}$ ,  $b_i$ ,  $b_e = f(\alpha_{оп})$ . Сделать вывод.

Таблица 4.2

Результаты опытов

Показатель	Измерение			
	1	2	3	4
УОПТ, $\alpha_{оп}$ , °				
Максимальное давление сгорания $p_z$ , МПа				
Угол максимума давления $\alpha_{pz}$ , °				
Угол, соответствующий началу видимого сгорания $\alpha_{I_s}$ , °				
Среднее индикаторное давление в цилиндре $p_i$ , Па				
Часовой расход топлива $B$ , кг/ч				
Температура отработавших газов $T$ , К				
Эффективная мощность $P_e$ , кВт				
Индикаторная мощность $P_i$ , кВт; $P_i = (p_i V_h n) / (30 \square)$ , где $V_h$ – рабочий объем, м <sup>3</sup> ; $\square = 4$ – для четырехтактных двигателей, $\square = 2$ – для двухтактных				
Удельный индикаторный расход топлива $b_i$ , кг/кВт·ч, $b_i = B / P_i$				
Удельный эффективный расход топлива $b_e$ , кг/кВт·ч, $b_e = B / P_e$				

#### 4.5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. От чего зависит продолжительность периода задержки самовоспламенения?
2. Как меняется температура отработавших газов при увеличении и уменьшении УОПТ?
3. Влияет ли величина УОПТ на жесткость сгорания?
4. Меняется ли максимальное давление сгорания при регулировке УОПТ?
5. Как сказывается отклонение УОПТ от оптимального значения на ресурс двигателя?

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. - М.: Транспорт, 1987. - 536 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
3. Федотов Г.Б., Левин Г.И. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование. - М.: Транспорт, 1983. - 192 с.
4. Диагностика дизелей автотракторного типа / Н.С. Ждановский, Б.А. Улитковский, В.А. Аллилуев и др. - Л.: Колос, 1973. - 264 с.