

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Введение | 4 |
| 1. Лабораторная работа № 1. Устройство и эксплуатация стенда «Моторпал» для испытания насосов высокого давления | 5 |
| 2. Лабораторная работа № 2. Устройство стенда КИ-3333 и регулировка форсунок на давление начала открытия иглы..... | 17 |
| 3. Лабораторная работа № 3. Определение эффективного проходного сечения распылителя | 24 |
| 4. Лабораторно-практическая работа № 4. Подкачивающий насос поршневого типа | 30 |
| 5. Лабораторная работа № 5. Регулирование насоса высокого давления..... | 35 |
| 6. Практическая работа № 6. Карбюратор | 42 |
| 7. Лабораторно-практическая работа № 7. Форсунки для впрыска бензина | 48 |
| 8. Практическая работа № 8. Характеристики впрыска топлива | 54 |
| 9. Практическая работа № 9. Управление процессом впрыска топлива | 66 |
| 10. Практическая работа № 10. Расчет параметров струи дизельного топлива | 78 |
| Библиографический список | 88 |
| Приложение | 89 |

ВВЕДЕНИЕ

Технико-экономические показатели дизеля, токсичность отработавших газов зависят от способа смесеобразования, конструкции топливной аппаратуры, ее состояния, регулировки и установки на двигателе. Система (от *греч.* – целое, состоящее из отдельных частей) – множество элементов, целостно связанных друг с другом, выполняющих определенную функцию (питания, охлаждения, смазки).

Система питания дизеля топливом в общем случае состоит из подкачивающего насоса, насоса высокого давления, топливопроводов и форсунок. К топливным системам предъявляются высокие требования, которые заключаются в следующем:

- дозировать порции топлива в соответствии с нагрузкой и частотой вращения коленчатого вала;
- обеспечивать равное количество топлива от цикла к циклу и по отдельным цилиндрам;
- обеспечивать необходимую интенсификацию, мелкость распыливания топлива, дальнобойность и управлять характеристикой впрыска;
- количество топлива должно быть согласовано с объемом воздуха, при котором обеспечивается полное и бездымное сгорание;
- обеспечивать стабильность конструктивных и регулировочных параметров насоса и форсунок в течение длительного периода эксплуатации;
- начало подачи топлива относительно ВМТ кулачка и ВМТ поршня первого цилиндра должны соответствовать требуемым значениям завода-изготовителя.

С целью улучшения процесса сгорания впрыск топлива интенсифицируют, применяя насос-форсунки, аккумуляторные системы. Для управления характеристикой впрыска топлива используют форсунки с электронным и пьезокварцевым управлением.

В практикуме рассмотрены устройство систем питания дизеля с механическим и электронным управлением, системы питания бензинового двигателя с карбюратором и впрыском бензина, их расчет, регулировка, испытание.

Специалист по направлению «Двигатели внутреннего сгорания» должен в совершенстве владеть устройством, диагностикой, техническим обслуживанием топливной аппаратуры современных дизельных и бензиновых двигателей.

Лабораторная работа № 1

УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СТЕНДА «МОТОРПАЛ» ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

1.1. Цель и задачи лабораторной работы

Цель лабораторной работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Испытательные стенды систем питания двигателей».

Задачи. Изучить устройство и принцип действия стенда «Моторпал», подключить к нему насос высокого давления, осуществить пуск.

Оборудование. Стенд «Моторпал», насос высокого давления, муфта соединительная, опоры, трубопроводы высокого давления, индикатор.

1.2. Устройство и принцип работы узлов и систем стенда «Моторпал»

На рис. 1.1 показано наружное оборудование и приборы стенда «Моторпал» для испытания насосов высокого давления и форсунок.

На рис. 1.2 обозначено с 4-х сторон оборудование и приборы для управления стендом. К станине 1, отлитой из серого чугуна, прикреплена сварная рама стола 2, снабженная съемными крышками 3. На раму стола помещена чугунная рабочая плита 4, к которой прикреплен корпус (кожух) гидропривода (мотора), из которого выведен привод топливных насосов 5. На корпусе гидропривода установлен поворотный рычаг (плечо) 6, к которому подвижно присоединена рама мензурок 7. На корпусе установлены манометры (17, 20), клапаны запорные (19, 21), штуцера для подключения насоса к системе питания стенда (53, 54, 55, 56, 57, 58), тахометр 95, уловитель распыленного топлива 8, который используется во время регулировки форсунок.

Рассмотрим оборудование, **расположенное на передней стороне**. Станина стенда 1 образует одновременно бак для хранения масла и топлива, снабжена указателями уровня масла 9 и топлива 10. В вырезе правой съемной крышки видна большая мензурка 11, служащая для определения производительности топливоподкачивающих насосов. Для удаления топлива из мензурки 11 имеется сливной кран 12 с ручкой.

В середине стенда расположен маховичок 13, который служит для регулирования частоты вращения вала гидромотора. При вращении маховичка по часовой стрелке увеличиваются обороты вала. Под

маховиком находится двухходовой кран *14* для переключения подачи топлива. При положении «1» топливо от подкачивающего насоса стенда подводится к штуцеру *55*, что позволяет испытывать насос высокого давления без подкачивающего насоса. При положении «2» подкачивающий насос стенда *63* подает топливо в насос высокого давления стенда *64*, который в зависимости от положения запорных клапанов *22* и *23* может создавать давление 3 МПа для контроля давления открытия нагнетательных клапанов или 30 МПа для регулировки форсунок.

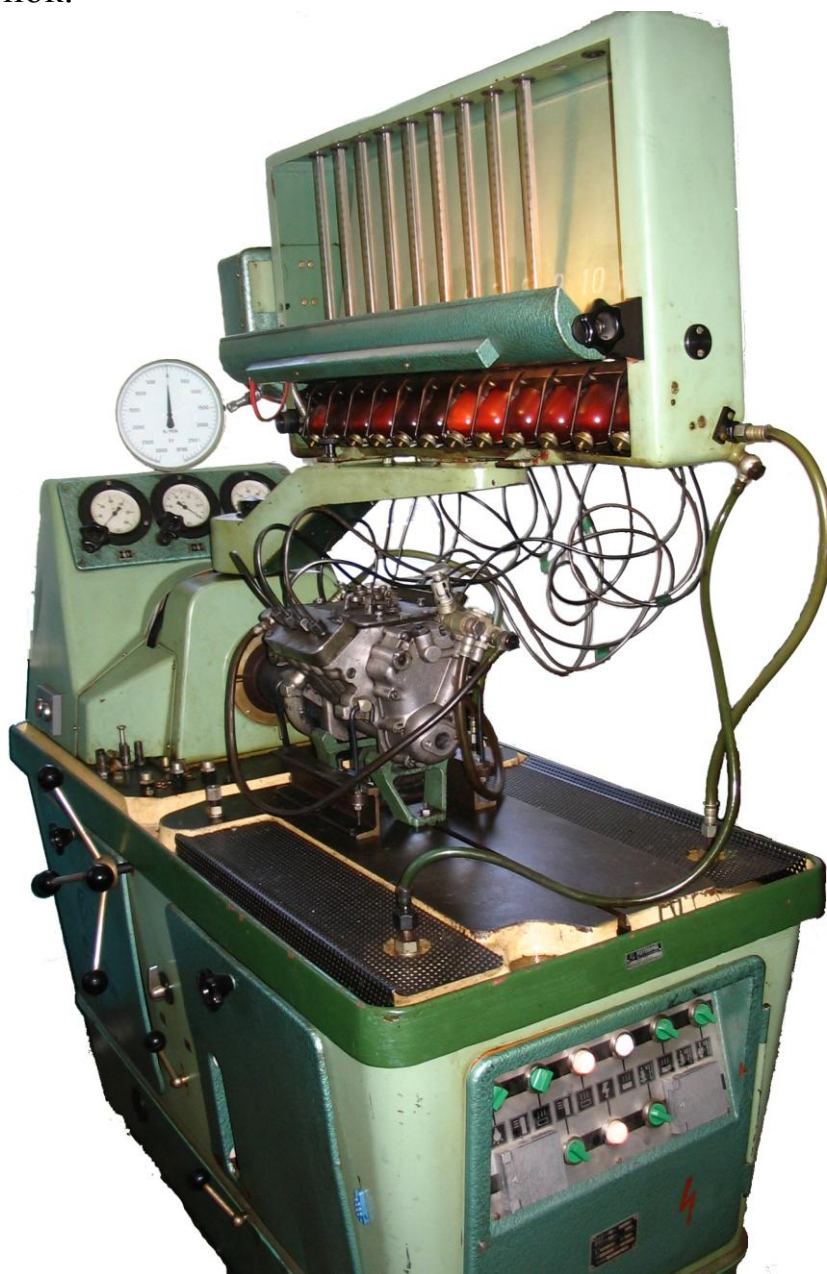
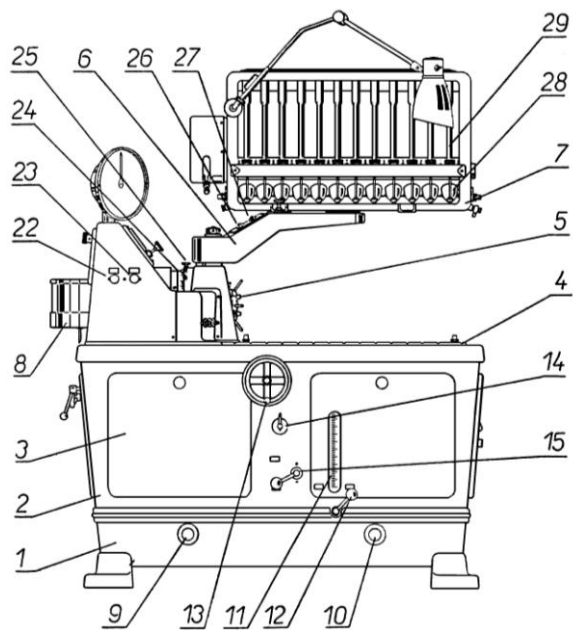
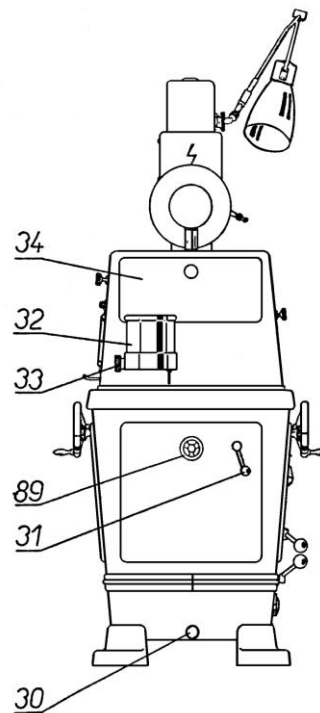


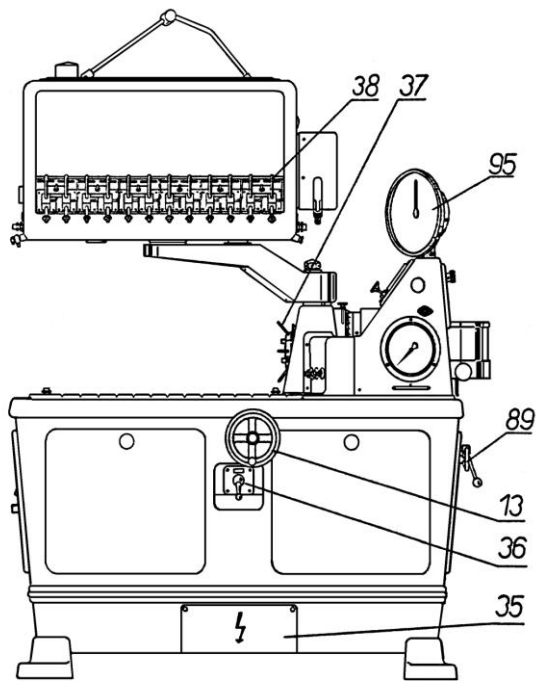
Рис. 1.1. Общий вид стенда для испытания насоса высокого давления



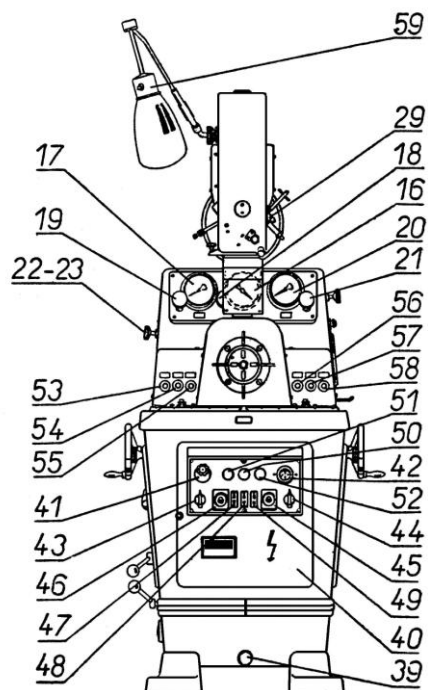
Передняя сторона



Левая сторона



Задняя сторона



Правая сторона

Рис. 1.2. Вид с 4-х сторон стенда «Моторпал»

Ручка управления 15 служит для включения и выключения насоса высокого давления стенда. На панели корпуса гидромотора установлен вакуумметр для оценки разрежения, создаваемого подкачивающим насосом, манометром 17 с регулировочным клапаном подсоса 18 и нагнетания 19 при испытании подкачивающих насосов, манометра 20 с регулировочным клапаном 21 для подвода топлива в головку насоса высокого давления. На боковине кожуха находятся запорные клапаны 22 и 23, при помощи которых включают (выключают) линию низкого давления 3 МПа или высокого – 30 МПа.

Кожух привода имеет прорезь, через которую виден вращающийся маховик 24 со шкалой и делением 1° . В направляющем шлице расположен подвижный нониус (указатель) 25. На поворотном рычаге 6 находятся две кнопки 26 и 27 для включения и выключения счетчика циклов (ходов плунжера). В поворотной раме 7 расположены стеклянные уловители 28 для приема топлива, в которые входят форсунки и мензурки 29.

На левой стороне стенда находится следующее оборудование. В нижней части стенда имеется пробка 30 для слива масла. Из бокового кожуха выведена ручка управления 31 для изменения направления вращения вала привода насоса. Внутри кожуха гидропривода имеется уловитель распыленного топлива 32 для испытания форсунок. Дно уловителя снабжено сливной трубкой и штуцером 33. Для крепления форсунок предусмотрено специальное устройство, расположенное под крышкой 34.

На задней стороне под съемной крышкой 35 в середине станины 1 находится отверстие для подвода электроэнергии. В середине рамы имеется дополнительный маховик 13, который служит для изменения частоты вращения вала насоса. При помощи рычага 36 включается и выключается питание стенда. На приводном валу имеется синхронизатор 37 стробоскопа. В нижней части поворотной рамы располагаются гнезда 38 для крепления форсунок.

На правой стороне в нижней части станины 1 имеется пробка 39 для слива из бака топлива. В раме стола расположена распределительная коробка электрооборудования стенда, закрытая крышкой 40 с панелью управления. В левой верхней части панели управления расположен сектор 41 количества циклов. Он может быть установлен на поворотном плече 6. Направо находится штепсельная розетка 42 для стробоскопа. В нижней части расположен выключатель нагрева масла 43 и топлива 44. При помощи кнопок 45 и 46 включают и вы-

ключают стенд. Кнопки могут быть расположены на передней панели стенда. Включатель 47 подает питание на освещение стенда, 48 – для стробоскопа, 49 – для электромагнитов, при помощи которых открывается и закрывается 3- ходовой золотник при замере объема топлива, подаваемого форсунками.

При включении главного выключателя загорается контрольная лампа 50, при включении одного из нагревательных устройств загорается контрольная лампа 51 или 52.

На кожухе корпуса гидропривода (или плите) имеются 6 штуцеров для соединения системы питания дизеля со стендом. Налево от привода стенда расположен штуцер 53 для подключения входа подкачивающего насоса при его испытании и штуцер 54 для подключения подкачивающего насоса к мерной емкости 11 при определении его производительности. *Штуцер 55* используют при испытании насоса высокого давления без подкачивающего насоса. При этом используется подкачивающий насос 63 стенда при установке клапана 14 в положение «1».

Штуцер 57 используют, когда необходима подача топлива от подкачивающего насоса стенда через фильтр. Штуцер 58 требуется при подаче давления до 3 МПа от насоса высокого давления стенда. Наличие давление до 3 МПа в головке насоса необходимо при определении начала подачи топлива. Начало подачи топлива начинается при подъеме нагнетательного клапана. Начало подачи можно определить по сдвигу топлива в прозрачной трубке (моментоскопе).

К поворотной раме крепится лампа 59 для освещения напряжением 24 вольта.

Управление краном производится при помощи рукоятки. При повороте рукоятки ее нужно потянуть на себя (убрать фиксацию). При сливе топлива из мензурок рукоятку ставят в крайнее положение от себя, при замере топлива – в промежуточное положение. Установив заданное число циклов, например 100, кнопкой «0» (27) делают сброс. Затем включают мерное устройство (счетчик циклов), нажав на кнопку включения 26. При помощи магнита рукоятка переводится в крайнее положение (на себя), соответствующее замеру топлива. После отсчета 100 циклов рукоятка устанавливается в промежуточное положение (в мензурках остается топливо, определенное в момент замера). Остальное топливо сливается.

Кнопку включения нельзя нажимать дважды, т.к. это приведет к ошибке в работе прибора.

На рис. 1.3 показано устройство гидравлической передачи. Гидропередача имеет регулируемый масляный насос 60, у которого при помощи привода 67 изменяется рабочий объем, например, путем смещения статора у пластинчатого насоса или изменения хода поршней у поршневого насоса.

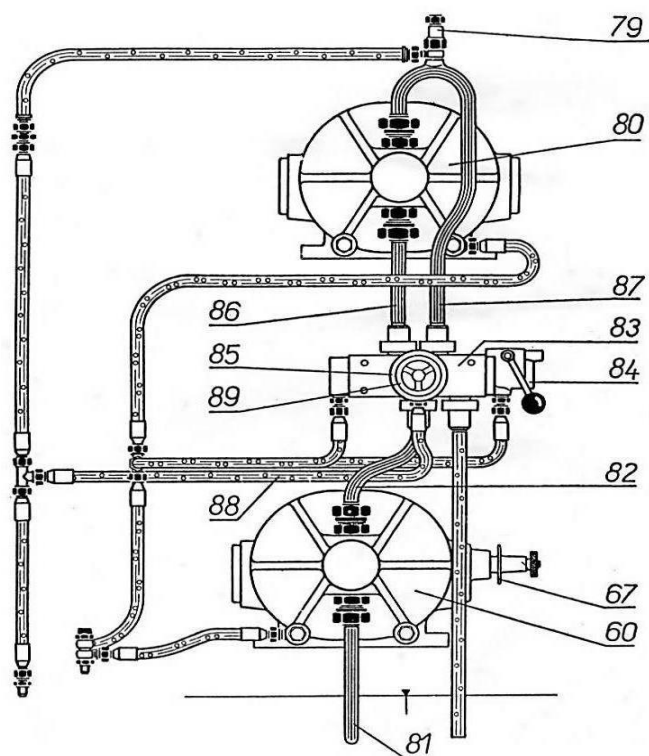


Рис. 1.3. Устройство гидравлической передачи для изменения частоты вращения вала гидромотора

Из бака масло по всасывающему трубопроводу 81 поступает в насос высокого давления 60. Масло под давлением 6–10 МПа поступает в нагнетательный трубопровод 82, затем в распределитель-золотник 83. При помощи механизма 84 с ручкой возможно перемещение золотника и масло может поступать в левый трубопровод 86 или только в правый 87, изменяя направление вращения вала гидромотора 80 и, соответственно, насоса высокого давления. Конструкция гидромотора не отличается от конструкции масляного насоса. Гидромотор – обратимый насос.

Для поддержания заданного давления распределитель-золотник 83 имеет перепускной и предохранительный клапаны 85. На некоторых стендах имеется маховик 89 для остановки гидромотора. Трубопроводы 88 служат для слива масла и отвода утечек, которые посту-

пают через зазоры в рабочих камерах насоса и гидромотора. При помощи пробки 79 удаляют воздух из системы.

1.3. Подключение насоса высокого давления его узлов к стенду

На рис. 1.4 показана система питания стенда топливом для подключения насоса высокого давления, топливоподкачивающего насоса, форсунок и других видов работ.

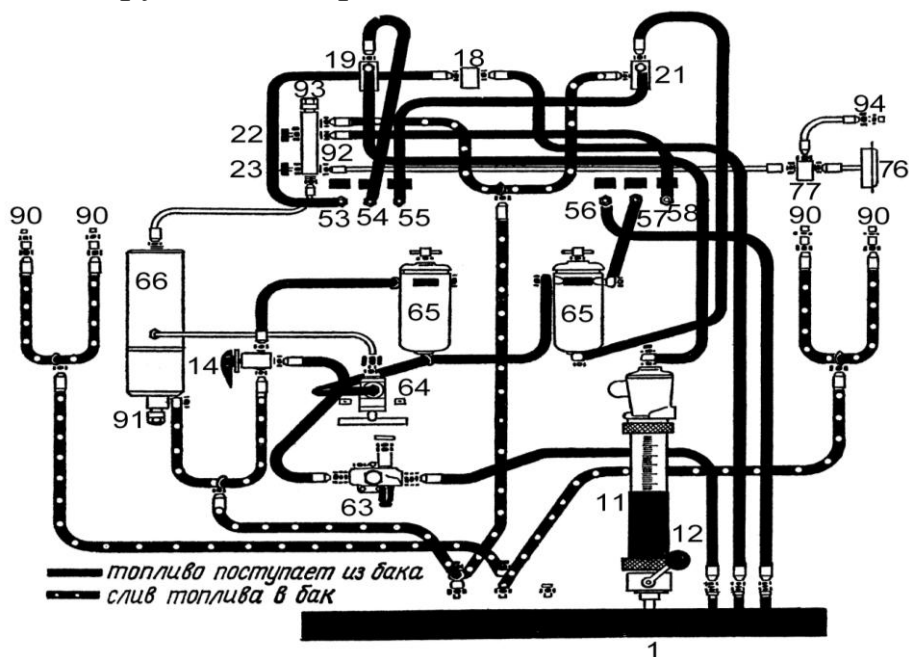


Рис. 1.4. Система питания стенда топливом

На стенде МС-104 «Моторпал» чехословацкого производства при испытании топливного насоса с рабочим подкачивающим насосом топливо из бака 1 (см. рис.1.4) через штуцер 56 стенда (шланг подключается к штуцеру 56 и соединяется с входом подкачивающего насоса) засасывается рабочим подкачивающим насосом и нагнетается в штуцер 57, а оттуда в топливный фильтр 65, клапан 21, которым регулируют давление в головке насоса (штуцер 55). Этот штуцер соединяют шлангом с приемным каналом головки испытуемого насоса. Перепускной клапан головки насоса соединяют со сливным штуцером 90 на рабочем столе стенда, а стендовый топливный насос 63 низкого давления не включают.

Самый простой вариант подключения насоса к системе питания стенда следующий. Шланг, идущий из топливного бака 1 (штуцер 56 или 53), соединяют с входом в подкачивающий насос. Подводящий шланг определяют продувкой, при которой слышны характерные звуки воздуха, выходящего из топлива, «бульканье». Выход из подкачи-

вающего насоса соединяют шлангом с входом в насос высокого давления. Перепускной клапан головки насоса соединяют шлангом со сливным штуцером 90 на рабочем столе стенда. Цикл подачи топлива в насос высокого давления следующий. Топливный бак, вход в подкачивающий насос низкого давления, вход в головку насоса, выход топлива под избыточным давлением 0,2 – 0,3 МПа из насоса высокого давления через перепускной клапан, слив лишнего топлива обратно в бак.

При испытании топливного насоса со стендовым подкачивающим насосом топливо из бака насосом 63 подается через кран 14, установленный в «положение 1», в два последовательно соединенных топливных фильтра 65, а оттуда через клапан 21, штуцер 55 – в головку насоса; штуцер 57 при этом закрывают.

В случае измерения угла начала подачи топлива и давления открытия нагнетательных клапанов штуцера 55 и 57 соединяют гибким шлангом и включают стендовый насос 64 высокого давления. Стендовый подкачивающий насос 63 засасывает топливо из бака и подает через кран 14, установленный в «положение 2», в топливный фильтр 65, а оттуда в насос 64 высокого давления. Насос 64 нагнетает топливо в гидравлический аккумулятор 66, из которого топливо через распределительную коробку 93 (клапан 22 открыт, а 23 закрыт) попадает в штуцер 58 и приемный канал головки испытуемого насоса. Этот канал соединяют со штуцером 58 (перепускной клапан головки насоса предварительно заглушают). Из головки насоса топливо по трубкам высокого давления поступает в перепускные вентили стеновых форсунок и сливается в бак. Количество топлива, подаваемого в головку испытуемого насоса, регулируют рейкой стендового насоса 4.

Распределительная коробка 93 снабжена предохранительным клапаном, отрегулированным на давление 3 МПа (30 атм).

Подкачивающий насос испытывают, не снимая с насоса высокого давления. Для этого приемную полость подкачивающего насоса присоединяют к штуцеру 53, а нагнетательную полость – к штуцеру 54. Топливо засасывается через клапан 18 и подается через клапан 19 в мерный цилиндр 11. При замере максимального разрежения клапан 18 закрывают, величину разрежения показывает вакуумметр. Протодавление регулируют клапаном 19, величину давления показывает манометр, присоединенный к линии подачи топлива. При испытании подкачивающего насоса топливный насос высокого давления присоединяют к магистрали подачи топлива.

На рис. 1.5 показана схема для измерения расхода топлива, подаваемого форсункой. По трубопроводу высокого давления 2 топливо подводится к форсунке 1, которая при помощи гнезда соединяется с устройством для измерения расхода топлива. При помощи прозрачного уловителя 3 (гаситель пены) можно судить о начале и конце подачи топлива при помощи стробоскопа, входящего в комплектацию стенда. В положении *а*, *б*, *в* показаны схемы слива топлива из мерной мензурки 6, замер цикловой подачи и установка «0» на мерной емкости. При помощи трехходового золотника 4 приводится слив топлива в емкость 5, замер подачи топлива в мензурку 6. Положение трехходового золотника 4 меняется вручную (слив) и автоматически при помощи электромагнитного клапана (замер).

ВНИМАНИЕ! Для устранения травматизма нельзя держать руку у ручки электромагнитного клапана в случае автоматического замера топлива.

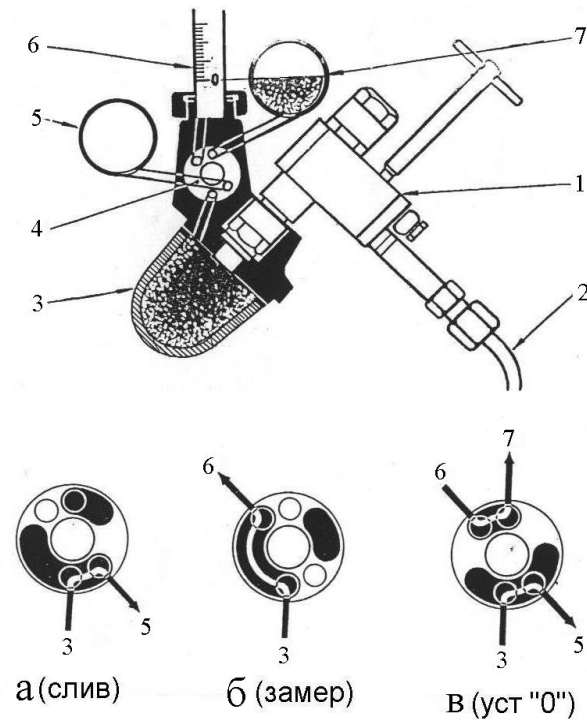


Рис. 1.5. Схема измерения цикловой подачи топлива

В современных стендах (рис. 1.6) цикловую подачу измеряют не объемным способом (при помощи мензурок), а с использованием экрана (монитора), который фиксирует подачу топлива при помощи специального электронного устройства (рис. 1.7). Оборудование стенда позволяет проводить диагностику и регулировку насосов вы-

сокого давления и форсунок с механическим и электронным управлением.



Рис. 1.6. Стенд EPS -815 для диагностики и регулировки топливной аппаратуры

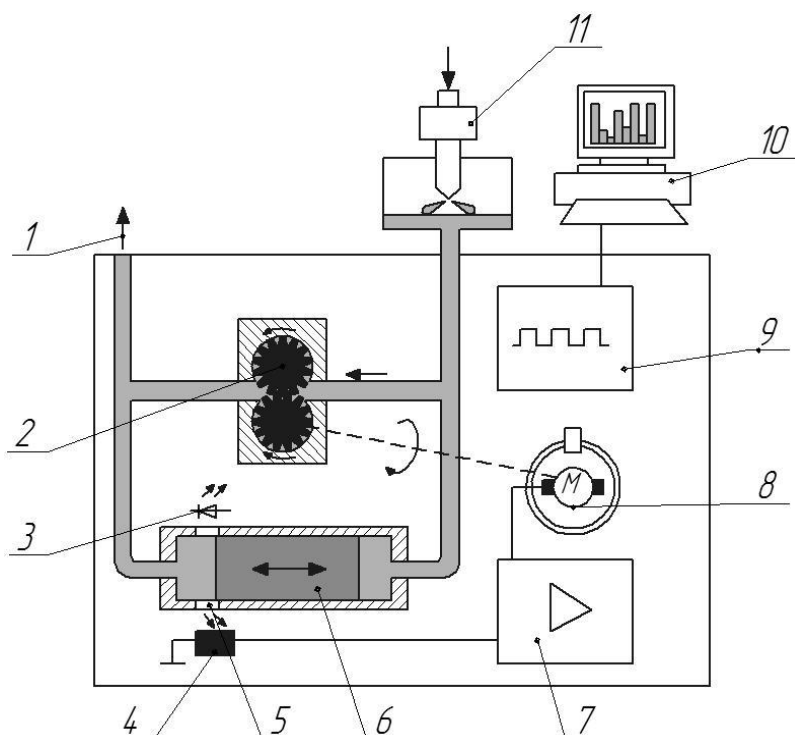


Рис. 1.7. Электронная схема замера подачи топлива:
 1 – магистраль обратного слива топлива в бак; 2 – шестеренный подкачивающий насос с определенным рабочим объёмом;
 3 – светодиод; 4 – фотоэлемент; 5 – окно светодиода;
 6 – перемещающийся поршень; 7 – блок управления;

8 – электродвигатель привода насоса; 9 – счетчик импульсов;
10 – персональный компьютер; 11 – стендовая форсунка

1.4. Порядок выполнения работы

1.4.1. Последовательность включения стенда

После изучения техники безопасности и устройства стенда «Моторпал» студенты выполняют следующие работы:

1. Маховиком 13 (см. рис. 1.2) вращают против часовой стрелки до упора, при котором подача насоса стенда 60 (см. рис. 1.3) будет равна нулю.

2. Подключают электрическое питание к стенду рукояткой 36 (см. рис. 1.2) и включают стенд при помощи кнопки 45 (выключают кнопкой 46). Кнопки управления могут быть расположены около маховичка 13.

3. Маховиком 13 (вращая по часовой стрелке) устанавливают частоту вращения 300 мин^{-1} , контролируя тахометром 95.

4. Кнопкой 46 выключают стенд, а рукояткой 36 выключают питание. **Стенд должен быть заземлен.**

1.4.2. Методика подключения насоса высокого давления к стенду «Моторпал»

1. Для соединения насоса высокого давления с приводом стенда необходимы специальная муфта с отверстиями и опоры для насоса (подставки).

2. Закрепляют специальными болтами опоры к стенду (у станины стенда есть пазы), а на опоры устанавливают насос, закрепив его специальным зажимным устройством.

3. Насос при помощи муфты соединяют с приводом стенда, при помощи индикатора проверяют биение муфты насоса (не более 0,1 мм) и окончательно закрепляют насос зажимным устройством.

4. Шланг, идущий из топливного бака 1 (штуцер 56 или 53 см. рис. 1.4), соединяют с входом в подкачивающий насос. Выход из подкачивающего насоса соединяют шлангом с входом в насос высокого давления. Перепускной клапан головки насоса соединяют шлангом со сливным штуцером 90, расположенным на рабочем столе стенда. Схема подачи топлива в насос высокого давления следующая. Топливный бак, вход в подкачивающий насос низкого давления, вход в головку насоса, выход топлива под избыточным давлением 0,2 – 0,3

МПа из насоса высокого давления через перепускной клапан, слив лишнего топлива обратно в бак 1.

5. При помощи ручного подкачивающего насоса удаляют воздух из головки насоса. В процессе прокачки из прозрачного шланга, соединяющего штуцер перепускного клапана насоса с баком стенда 1 (см. рис. 1.4), должно поступать топливо без воздушных пузырьков.

6. Выходные штуцера насоса, при помощи трубопроводов высокого давления, соединяют с форсунками стенда.

7. Запускают стенд, устанавливают частоту вращения, например, для режима пуска 100 мин^{-1} включают счетчик циклов кнопкой 27 (например, 100) и в мензурки стенда за 100 циклов поступает топливо из форсунок. Например, для насоса двигателя КамАЗ-740 поступило 20 см^3 за 100 циклов ($20\,000 \text{ мм}^3$), или 200 мм^3 за один цикл.

8. Сбавляют до нуля частоту вращения стенда маховиком 13, кнопкой 46 выключают стенд, а рукояткой 36 выключают питание.

Содержание отчета

1. *Название и цель лабораторной работы.*
2. *Дать краткое описание устройства стенда и принципа его работы.*
3. *Вычертить простейшую схему присоединения насоса высокого давления к стенду.*
4. *Укажите последовательность удаления воздуха из головки насоса высокого давления.*
5. *Опишите методику включения стенда, подключения насоса к стенду и работу стенда для режима проверки пусковой подачи.*
6. *Выводы по работе.*

Контрольные вопросы

1. *Назначение стенда «Моторпал»?*
2. *Общее устройство стенда.*
3. *Принцип действия гидропривода стенда, каким образом изменяется и определяется частота вращения выходного вала стенда?*
4. *Устройство системы питания стенда топливом.*
5. *Как устанавливается топливный насос высокого давления (ТНВД), крепится к стенду и присоединяется к системе питания стенда?*
6. *Расскажите, как подсоединяется ТНВД с подкачивающим насосом к системе питания стенда?*
7. *Что называют цикловой подачей и как она определяется на стенде?*

Лабораторная работа № 2

УСТРОЙСТВО СТЕНДА КИ-3333 И РЕГУЛИРОВКА ФОРСУНОК НА ДАВЛЕНИЕ НАЧАЛА ОТКРЫТИЯ ИГЛЫ

2.1. Цель и задачи лабораторной работы

Цель лабораторной работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Форсунки дизелей».

Задачи. Изучить конструкции форсунок и распылителей дизелей, работу стенда КИ-3333, приобрести навыки регулировки форсунок на давление начала открытия иглы.

Оборудование. Для проведения работы необходимы стенд КИ-3333, трубопровод высокого давления, набор форсунок двигателей типа КамАЗ, ЯМЗ, ключи на 14, 17, 19, отвертка.

2.2. Общие сведения

Основным узлом форсунки является распылитель, от состояния которого зависит экономичность двигателя и токсичность отработавших газов. На рис. 2.1,*а* показан общий вид форсунки двигателей Ярославского и Алтайского моторных заводов. Распылитель имеет четыре сопловых отверстия 1 диаметром 0,34 мм, иглу 2 с диаметром направляющей 6,0 мм, корпус 3.

Максимальный подъем иглы 0,22 – 0,27 мм, диаметральный зазор между иглой и направляющей 2 – 4 мкм. В современных распылителях диаметр направляющей иглы уменьшен до 4 – 5 мм, что позволило увеличить давление впрыска топлива и давление посадки иглы на седло.

Игла прижимается к корпусу при помощи усилия пружины 8, через опорную шайбу 7 и шток 6 (штангу). Усилие пружины 8 регулируется винтом 9.

В современных форсунках шток 6 удален, добавлена проставка, расположенная между корпусом форсунки 5 и корпусом распылителя 3, а усилие пружины регулируется изменением толщины прокладок. Конструкция форсунки двигателей КамАЗ с проставкой и регулированием при помощи прокладок показана на рис. 2.1,*б*. Увеличение суммарной толщины прокладок на 0,1 мм повышает давление начала открытия иглы на 1 МПа, или 10 атм.

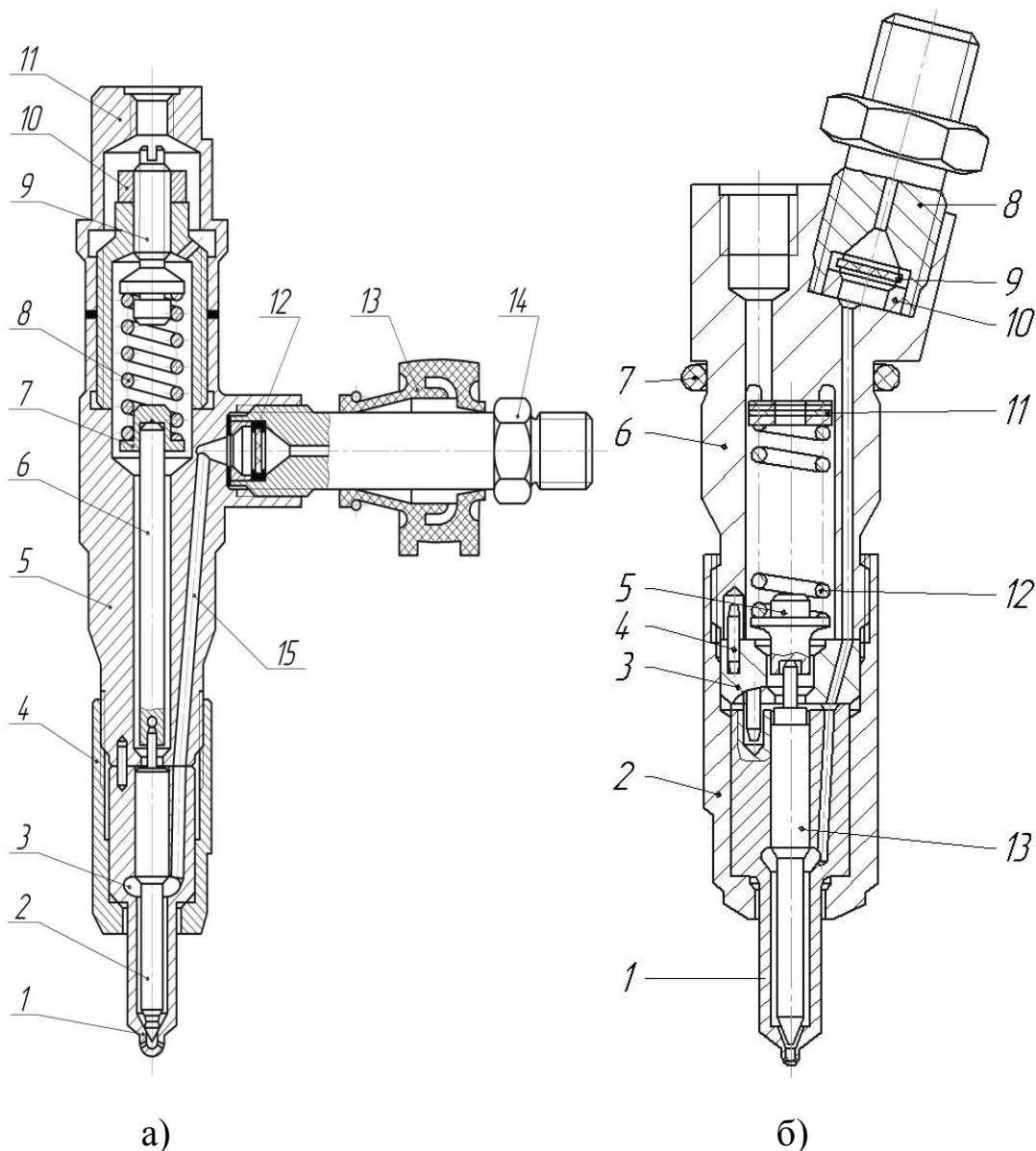


Рис. 2.1. Форсунка штанговая (а): 1 – сопловые отверстия; 2 – игла; 3 – корпус распылителя; 4 – гайка распылителя; 5 – корпус; 6 – шток; 7 – опорная шайба; 8 – пружина; 9 – регулировочный винт; 10 – контргайка; 11 – колпак; 12 – сетчатый фильтр; 13 – уплотнитель; 14 – штуцер; 15 – канал

Форсунка с короткой штангой (б): 1 – корпус распылителя; 2 – гайка распылителя; 3 – проставка; 4 – установочный штифт; 5 – штанга; 6 – корпус форсунки; 7 – кольцо уплотнительное; 8 – штуцер; 9 – сетчатый фильтр; 10 – прокладка уплотнительная; 11 – регулировочные прокладки; 12 – пружина; 13 – игла

В таблице приведены основные характеристики форсунок дизелей типа ЯМЗ (см. рис. 2.1,а) и КамАЗ (см. рис. 2.1,б).

Характеристики форсунок

| Марка двигателя | Диаметр иглы форсунки, мм | Давление начала открытия иглы, МПа | Эффективное проходное сечение распылителя, мм ² | Число и диаметр в мм сопловых отв. | Ход иглы, мм |
|--------------------------|---------------------------|------------------------------------|--|------------------------------------|--------------|
| ЯМЗ-236 | 6 | 18 ^{+0,5} | 0,25–0,27 | 4х0,30 | 0,25–0,3 |
| ЯМЗ-236 HE ЯМЗ-238 DE | 4,5 | 28 ^{+0,5} | 0,24–0,26 | 5х0,30 | 0,3–0,35 |
| КамАЗ-740. 13.180 | 6 | 22 ^{+0,5} | 0,18–0,2 | 4х0,30 | 0,25–0,3 |
| КамАЗ-740. 30.260 | 4,5 | 26 ^{+0,5} | 0,25–0,27 | 5х0,31 | 0,3–0,35 |

2.3. Устройство стенда КИ-3333 для регулировки форсунок

На рис. 2.2 показан общий вид стенда КИ-3333 для регулировки давления начала впрыскивания ($P_{\text{фо}}$) распылителей форсунок. На рис. 2.3 приведена гидравлическая схема стенда.

Величина $P_{\text{фо}}$ зависит от формы камеры сгорания (KC) и способа смесеобразования – пленочного, объемно-пленочного и объемного. У штифтовых распылителей и разделенных камерах сгорания двигателя (предкамера или вихревая камеры) величина $P_{\text{фо}}$ лежит в пределах 12 – 15 МПа (120–150 атм). У неразделенных камер сгорания с объемным способом смесеобразования давление $P_{\text{фо}}$ достигает величины 18 – 30 МПа. Для каждого типа двигателя величина $P_{\text{фо}}$ указана в руководстве по регулировке форсунок, зависит от диаметра иглы и способа смесеобразования. Для форсунок ЯМЗ величина $P_{\text{фо}} = 19^{+0,5}$ МПа, для форсунок КамАЗ с диаметром иглы 6 мм $P_{\text{фо}} = 22^{+0,5}$ МПа, а с диаметром иглы 4,5 мм $P_{\text{фо}} = 26^{+0,5}$ МПа.

Стенд КИ-3333 позволяет дополнительно контролировать мелкость распыливания (визуально) и углы в плане и шатре сопловых (распыливающих) отверстий. Углы в плане (вид сверху) можно определить по пятну контакта центра топливного факела и прозрачной стенки цилиндра камеры впрыска. Углы в шатре представляют собой расположение сопловых отверстий относительно оси распылителя (вид спереди и сбоку). Применение распылителей с равным числом сопловых отверстий, но с другими углами в шатре и плане **не допускается**.



Рис. 2.2. Общий вид стенда КИ-3333 для регулировки форсунок

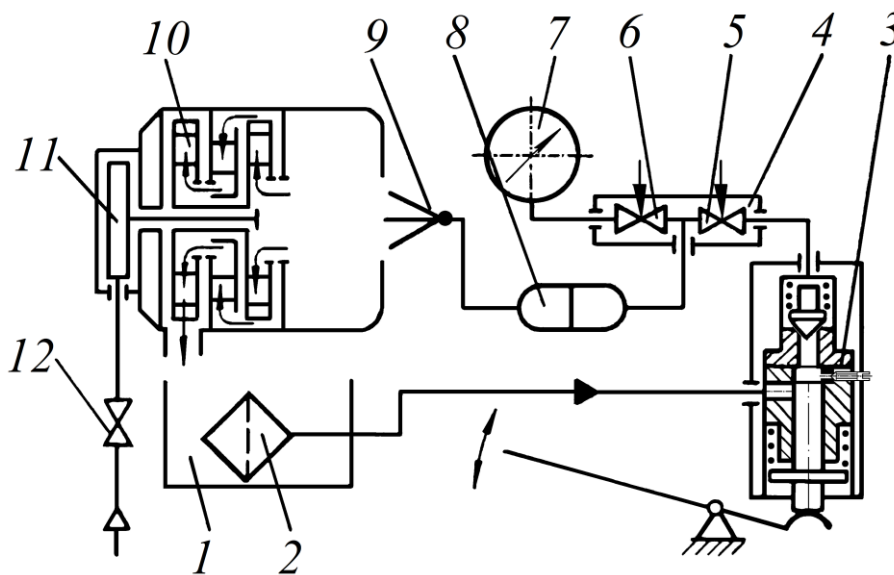


Рис. 2.3. Гидравлическая схема стенда КИ-3333:
 1 – корпус стенда с баком для топлива; 2 – фильтр; 3 – насосная секция; 4 – клапанная коробка; 5, 6 – краны для сообщения с аккумулятором и манометром; 7 – манометр; 8 – аккумулятор; 9 – форсунка; 10 – вентилятор для удаления паров топлива; 11 – воздушная турбина; 12 – кран подвода сжатого воздуха для турбины

Из бака 1 через фильтр 2 топливо поступает в пространство над плунжером насосной секции 3. При помощи рычага плунжер движется вверх и, сжимая топливо, создает давление. При открытых кранах 5 и 6 клапанной коробки 4 топливо поступает к манометру 7, аккумулятору 8 и форсунке 9. При создании давления, при котором открывается игла форсунки, происходит впрыск распыленного топлива в прозрачную камеру. При необходимости регулируют форсунку, контролируя давление манометром 7. Для удаления паров топлива в бак 1 служит вентилятор 10, который приводится во вращение от турбины 11. Турбина вращается потоком воздуха, поступающего из сети от компрессора. Для вращения вентилятора возможно применение электродвигателя.

При ремонте стенда или снижении уровня топлива в баке 1 в полость насоса 3 может поступить воздух и работа стенда прекращается. Для удаления воздуха необходимо ослабить винт, расположенный в корпусе насоса 3, и прокачать систему.

На рис. 2.4 показана гидравлическая схема стенда КИ-3333 с разрезом клапанной коробки.

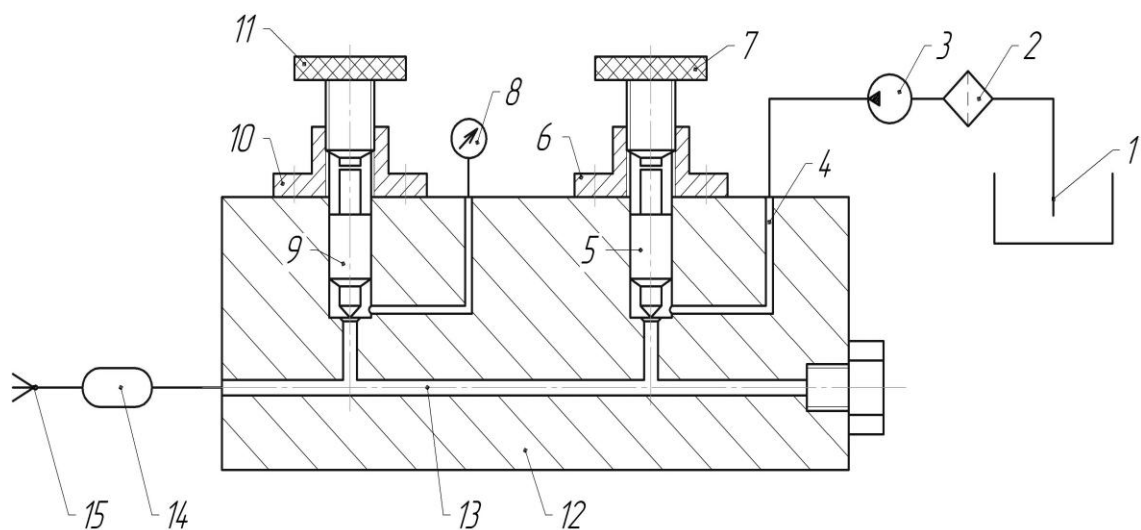


Рис. 2.4. Гидравлическая схема стенда КИ-3333:

- 1 – топливный бак; 2 – фильтр тонкой очистки; 3 – насос высокого давления с ручным приводом; 4 – подводящий канал;
- 5, 9 – игла запорная; 6, 10 – втулка с резьбой; 7, 11 – винт с головкой; 8 – манометр; 12 – корпус клапанной коробки;
- 13 – центральный соединительный канал;
- 14 – аккумулятор; 15 – форсунка

2.4. Порядок регулировки форсунок

1. Выполняют техническое обслуживание стенда КИ-3333, заправляют топливом, удаляют воздух из системы.

2. Закрепляют форсунку в гнездо стенда КИ-3333.

3. Соединяют при помощи топливопровода штуцер форсунки и штуцер стенда. Откручивают винты 7 и 11 на 1–2 оборота для доступа топлива к манометру 8 и форсунке 15 (см. рис. 2.4).

4. Рукояткой стенда приводят в движение плунжер насоса стенда и создают давление, контролируемое манометром 8 (см. рис. 2.4).

5. При открытии иглы форсунки топливо в распыленном виде поступает в прозрачный цилиндр стенда с характерным скрипящим звуком. По показанию манометра фиксируют давление начала открытия иглы. Оно должно соответствовать данным табл. 2.1.

6. Если давление не соответствует данным таблицы, то необходимо выполнить регулировку. Для этой цели у форсунки ЯМЗ отвинчивают колпак 11 (см. рис. 2.1,а), откручивают контргайку 10 и винтом 9 сжимают или разжимают пружину 8, изменяя давление открытия иглы. Для изменения давления открытия иглы у форсунки КамАЗ ее необходимо разобрать и изменить толщину прокладок 11,12 (см. рис. 2.1,б). Если давление открытия 17 МПа, а нужно 22 МПа, то общую толщину прокладок увеличивают на 0,5 мм.

7. Впрыск многодырчатых форсунок должен сопровождаться резким звуком, топливо вытекает из сопловых отверстий в виде тумана, без подтекания из посадочного конуса распылителя. Движение топлива из сопловых отверстий в виде струй **не допускается**.

8. Герметичность посадочного конуса проверяют, создав давление в форсунки 16–17 МПа, наблюдая каплепадение. Если в течение 10 с не образуется капля, то герметичность посадочного конуса считается удовлетворительной. При подтекании конуса необходима его притирка пастой ГОИ тонкостью 5–7 мкм или замена распылителя.

9. Распылители с плохим качеством распыливания и с подтеканием посадочного конуса **необходимо заменить**.

В выводах по работе необходимо указать, соответствуют ли параметры распылителя данным завода-изготовителя (ход иглы, эффективное проходное сечение). У изношенного распылителя ход иглы обычно больше исходного (например, 0,5 мм вместо 0,3 мм).

В процессе длительной эксплуатации проходное сечение распылителя увеличивается, но иногда имеет место его уменьшение в результате образования кокса.

Образованию кокса способствуют прорыв цилиндрических газов в полость распылителя и наличие высокой температуры. Газы проникают в распылитель из-за уменьшения давления начала подъема и посадки иглы. Давление уменьшается в результате износа контактирующих поверхностей корпуса форсунки, иглы, штанги, пружины.

При малых давлениях посадки иглы на седло горячие газы из цилиндра проникают в полость распылителя и соединяясь с топливом, образуют лаковую пленку. На лаковую пленку оседает сажа, содержащаяся в цилиндрических газах. Образуются твердые отложения, уменьшающие проходные сечения сопловых отверстий. Уменьшение проходных сечений распылителя снижает цикловую подачу топлива, изменяет структуру топливного факела, увеличивает расход топлива и снижает мощность двигателя.

Содержание отчета

- 1. Наименование, цель и задачи работы.*
- 2. Устройство и принцип действия форсунки.*
- 3. Гидравлическая схема стенда КИ-3333 (см. рис. 2.4), принцип его работы и как определяется и регулируется давление начала подъема иглы.*
- 4. Указать основные неисправности форсунок дизелей.*
- 5. Опишите порядок регулировки форсунок ЯМЗ, КамАЗ на давление начала открытия иглы.*
- 6. Выводы по работе.*

Контрольные вопросы

- 1. Как устанавливается нужная величина давления начала открытия иглы у форсунки, что такое давление, единицы величины?*
- 2. В каких пределах лежит величина давления начала открытия иглы у форсунки с многодырчатым распылителем?*
- 3. Основные неисправности форсунок.*

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЯ

3.1. Цель, задачи лабораторной работы

Цель лабораторной работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Распылители форсунок».

Задачи. Приобрести навыки определения эффективного проходного сечения распылителя.

Оборудование. Для проведения работы необходим стенд для «проливки» распылителей, набор распылителей различных двигателей, прибор для определения хода иглы распылителя.

3.2. Общие сведения

Главным параметром распылителя является его выходное сечение или эффективное проходное сечение μF . Обычно коэффициент расхода μ равен 0,6 – 0,8 и представляет собой отношение действительного расхода топлива к теоретическому. Суммарная площадь сопловых отверстий F зависит от диаметра отверстий и их количества. Величина μF для распылителей автотракторных дизелей лежит в пределах 0,2 – 0,4 мм². Для конкретного двигателя величина μF должна иметь строго определенное значение.

Для двигателей семейства КамАЗ мощностью от 154 до 265 кВт у топливной аппаратуры 33-02 значение $\mu F = 0,185 - 0,205$ мм², для 33-10 – 0,215 – 0,235 мм², 337-20 – 0,26 – 0,28 мм², 337-20.04 – 0,25 – 0,27 мм².

Распылитель служит для подачи топлива в камеру сгорания. После окончания впрыска его внутренние поверхности остаются смоченными топливом, которое под воздействием высокой температуры (200 – 300 °С) может преобразоваться в лаковую пленку. Сажа, контактируя с лаковой пленкой, «прилипает» к ней, образуя на поверхности металла коксовые отложения. Сопловые отверстия могут быть уменьшены или забиты коксом. Закоксованный распылитель способствует уменьшению подачи топлива и снижению мощности двигателя.

3.3. Конструкция и принцип действия установки для определения эффективного проходного сечения распылителя

В процессе длительной эксплуатации при отсутствии закоксовывания величина μF увеличивается. Для определения μF распылителя рекомендуется установка, изображенная на рис. 3.1.

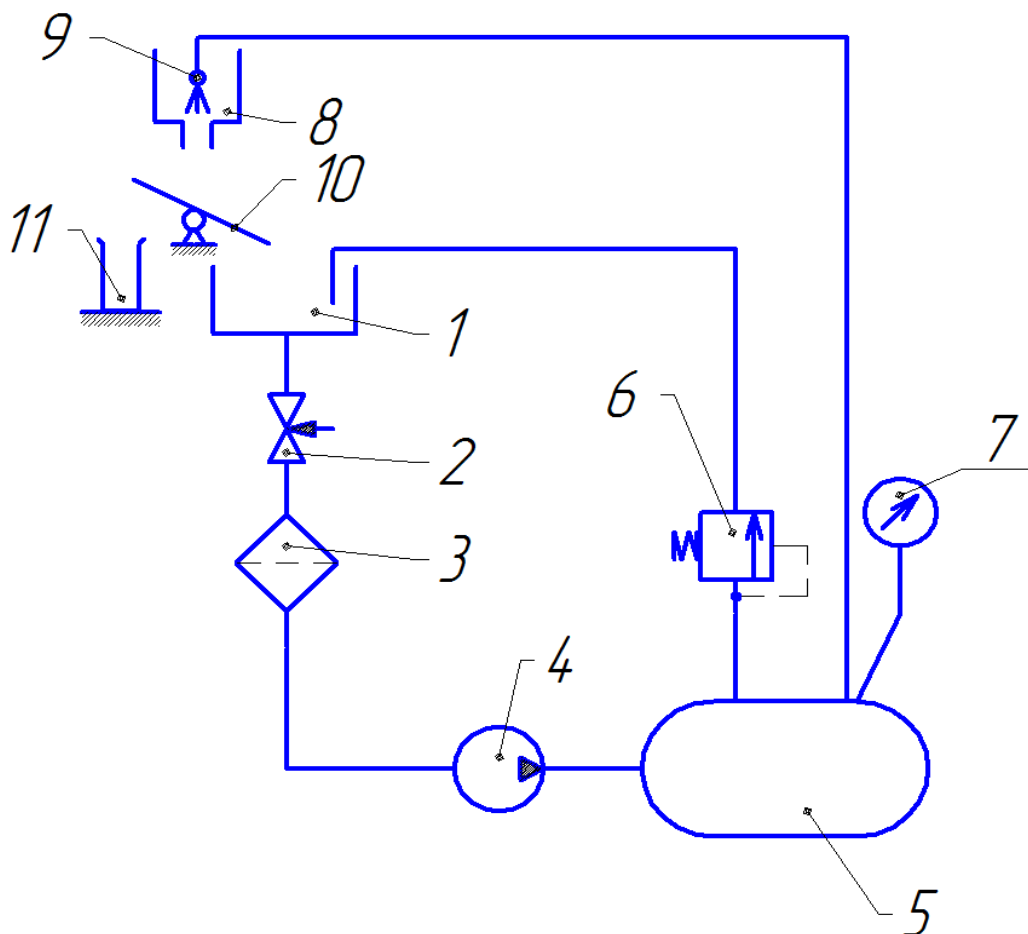


Рис. 3.1. Схема установки для определения проходного сечения распылителя: 1 – бак с топливом; 2 – кран; 3 – фильтр; 4 – насос; 5 – аккумулятор; 6 – клапан перепускной; 7 – манометр; 8 – гаситель пены; 9 – форсунка с распылителем; 10 – распределитель впрыскиваемого топлива; 11 – мерная емкость

В баке 1 находится дизельное топливо. При открытом кране 2 оно проходит через фильтр 3 на вход к насосу высокого давления 4. Насос 4 подает топливо в аккумулятор 5, в котором поддерживается постоянное давление (5 МПа) при помощи перепускного клапана 6. При помощи манометра 7 контролируется давление топлива в аккумуляторе 5.

Из аккумулятора 5 топливо поступает к форсунке с распылителем 9. При помощи регулировочного винта пружина форсунки долж-

на быть ослаблена. Давление начала подъема иглы распылителя должно быть равно нулю. Топливо, вытекающее из сопловых отверстий, поступает в гаситель пены 8. При помощи распределителя 10 топливо из распылителя поступает в бак 1 или мерную емкость 11. Распределитель 10 управляется ручным способом или при помощи электромагнита и счетного устройства времени.

3.4. Порядок проведения работы

1. В форсунку 9 (см. рис. 3.1) устанавливают опытный распылитель, предварительно определив ход иглы, указав его номер и маркировку. Давление начала открытия иглы устанавливают равным нулю.
2. Распределитель впрыскиваемого топлива 10 устанавливают в положение, при котором топливо сливается в бак 1.
3. Включают стенд и по манометру 7 контролируют давление топлива в аккумуляторе 5. Оно должно быть равно $5 \cdot 10^6$ Н/м². Из распылителя поступает поток топлива.
4. Распределитель 10 ручным способом или при помощи электромагнита устанавливают в положение «замер» и топливо поступает в мерную емкость 11. При помощи секундомера или счетного устройства определяют время заполнения емкости 11.
5. Результаты опыта заносят в таблицу.

Результаты опыта

| Условное обозначение распылителя | Номер распылителя | Ход иглы, мм | Количество топлива, поступившего в мерную емкость, см ³ | Время замера, с | Опытное значение эффективного проходного сечения, мм ² |
|----------------------------------|-------------------|--------------|--|-----------------|---|
| | | | | | |

3.5. Обработка результатов эксперимента

1. Объемный расход топлива Q из распылителя (м³/с) определяют из выражения

$$Q = \mu F \cdot g = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}, \quad (3.1)$$

где μF – эффективное проходное сечение распылителя, м²; g – скорость истечения топлива м/с; ΔP – давление топлива перед сопловыми отверстиями, Н/м²; ρ – плотность топлива, кг/м³.

При $\Delta P = 5 \cdot 10^6$ Н/м² и $\rho = 850$ кг/м³ величина $g = 108$ м/с.

2. Объемное количество топлива V (м³), поступившее в емкость II , зависит от расхода Q (м³/с) и времени ее заполнения t (с).

$$V = Q \cdot t = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho} \cdot t. \quad (3.2)$$

Откуда
$$\mu F = V / t / \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}. \quad (3.3)$$

Например, за время $t = 15$ с в мерную емкость II поступило 300 см³ топлива ($3 \cdot 10^{-4}$ м³), величина $\mu F = 0,0000002$ м², или 0,2 мм².

3. Результаты расчета заносят в таблицу и полученные результаты сравнивают с данными табл. 2.1 (лабораторная работа № 2).

Для обеспечения высоких экономических и экологических характеристик двигателя все его распылители должны иметь одинаковое μF . При различных μF распылителей двигателя, путем изменения активного хода плунжеров насоса, можно обеспечить равную подачу топлива всеми секциями на одном скоростном режиме. Но на других режимах подача топлива отдельными форсунками будет различной, что приведет к повышенному расходу топлива и образованию дыма (сажи) в отработавших газах.

Для выполнения расчетов топливной аппаратуры на установке (см. рис. 3.1) определяют μF распылителя при различных подъемах иглы. Изменение эффективного (эквивалентного) проходного сечения в распылителе в зависимости от подъема иглы $\mu F = f(X)$ называют характеристикой распылителя.

На рис. 3.2 приведена зависимость эффективного сечения распылителя μF от подъема (хода) иглы X . Максимальный ход иглы у новых распылителей автотракторных дизелей лежит в пределах 0,15–0,35 мм.

Из анализа рис. 3.2 следует, что при подъеме иглы более 0,25 мм значение μF остается неизменным. Значит, максимальный ход иглы должен быть равен 0,25 – 0,30 мм. При ходе иглы более 0,30 мм увеличиваются силы инерции и ударные нагрузки в зоне упора иглы и в зоне посадочного конуса. Это приводит к деформации опорной по-

верхности корпуса форсунки или проставки и посадочного конуса корпуса распылителя. При деформации конуса нарушается герметичность распылителя, приводящая к повышенному расходу топлива, увеличению токсичности отработавших газов и закоксовыванию распыливающих отверстий.

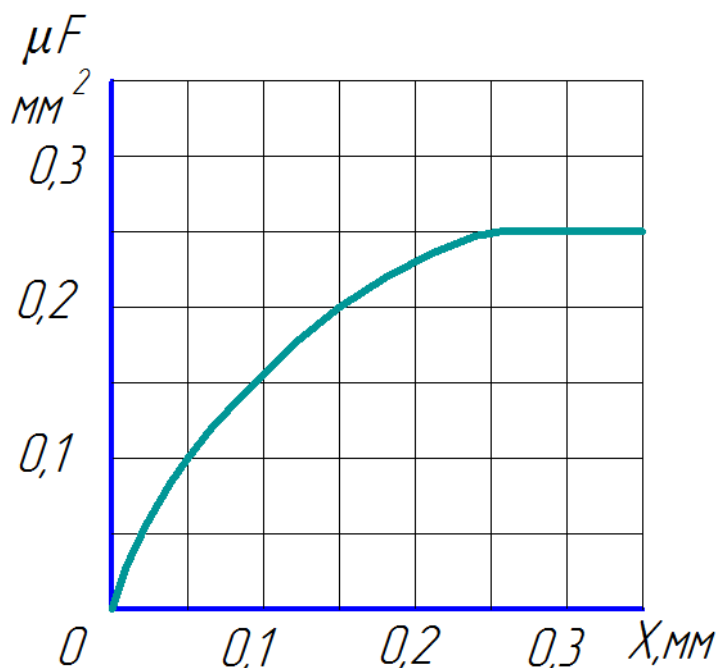


Рис. 3.2. Зависимость проходного сечения распылителя от хода иглы

3.6. Приспособление для определения хода иглы

Ход иглы можно определить при помощи простого приспособления, изображенного на рис. 3.3. Перед началом измерения торец штока 1 и корпуса 2 устанавливают в равное положение (например, при помощи ровной поверхности притирочной плиты). Положение индикатора устанавливается на нуль. В отверстие штока 1 вводится хвостовик иглы

и плотно прижимается приспособление к торцевой поверхности корпуса распылителя. Шток 1 опускается на глубину хода иглы. По показанию стрелки индикатора определяют величину хода иглы.

Минимальный расход топлива и малую токсичность отработавших газов будет иметь дизельный двигатель при обеспечении «адресной» регулировки форсунок совместно с насосом высокого давления. При «адресной» регулировке насос регулируется на стенде с форсунками, работающими на двигателе. На форсунках ставится номер секции насоса, к которому они подключены, и в таком порядке устанавливаются на двигатель после диагностики и регулировки на стенде.

Весь комплект форсунок должен иметь распылители с равным значением хода иглы и проходного сечения. Иглы в распылителях должны иметь необходимую подвижность, обеспечивающую дробящую работу при испытании на стенде КИ-3333 и необходимую мел-

кость распыливания. Посадочный конус пары игла-корпус распылителя должен быть герметичным.

Сопловые отверстия должны иметь требуемые углы в плане и шатре. Давление начала впрыска топлива должно быть одинаковым во всех форсунках и соответствовать требуемому значению, например 20 МПа.

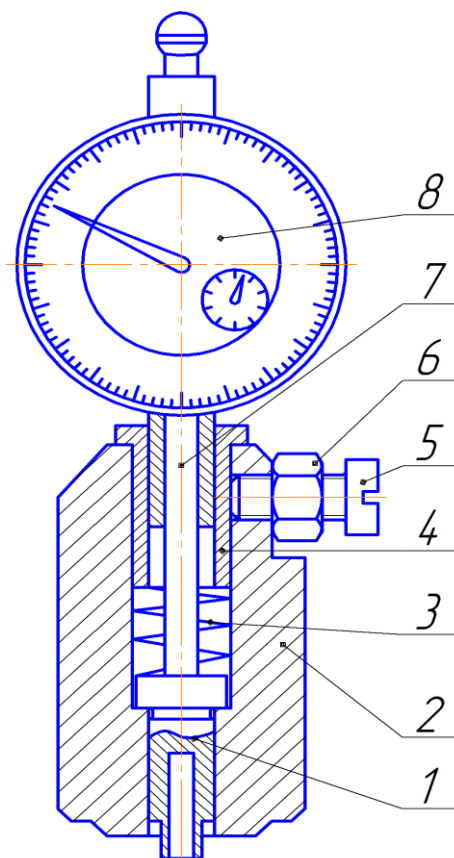


Рис. 3.3. Приспособление для определения хода иглы:

- 1 – шток для определения хода иглы;
- 2 – корпус;
- 3 – пружина;
- 4 – разрезная крепежная втулка;
- 5 – винт;
- 6 – контргайка;
- 7 – подвижный шток индикатора;
- 8 – индикатор

Содержание отчета

1. Наименование, цель и задачи работы.
2. Гидравлическая схема стенда для определения эффективного проходного сечения распылителя, методика определения μF .
3. Результаты «проливки» распылителя и определения μF .
4. Результаты проверки хода иглы.
5. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что называют эффективным проходным сечением распылителя, порядок его определения?
2. Как определяется экспериментально ход иглы и почему он увеличивается в процессе эксплуатации дизеля?

Лабораторно-практическая работа № 4

ПОДКАЧИВАЮЩИЙ НАСОС ПОРШНЕВОГО ТИПА

4.1. Цель, задачи лабораторно-практической работы

Цель работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Подкачивающие насосы поршневого типа».

Задачи. Изучить устройство, принцип действия, возможные неисправности и выполнить расчет подкачивающего насоса. Провести испытание подкачивающего насоса поршневого типа.

Оборудование. Для проведения работы необходим подкачивающий насос поршневого типа, мерная емкость, стенд.

4.2. Назначение подкачивающего насоса

Подкачивающий насос должен создавать давление, необходимое для преодоления сопротивления топливных фильтров и надежно обеспечивать топливом головку секций насоса высокого давления под избыточным давлением 0,1 – 0,3 МПа при любых режимах работы двигателя. Подкачивающий насос должен иметь часовую подачу, превышающую в 2 – 3 раза часовой расход топлива двигателем. Циркулирующее топливо охлаждает корпус насоса, который нагревается в результате создания высокого давления (более 50 МПа).

Подкачивающий насос дополнительно имеет устройство для ручной прокачки топлива с целью удаления воздуха из системы питания и создания избыточного давления топлива в головке насоса.

4.3. Принцип работы

При вращении кулачкового вала *1* (эксцентрика) толкатель *2* и поршень *3* совершают возвратно-поступательное движение (рис. 4.1). Пружина *5* возвращает поршень *3* в исходное положение, который совершает при этом такт нагнетания. При движении поршня *3* вверх впускной клапан *б* находится в закрытом состоянии, сжатое топливо открывает нагнетательный клапан *4* и топливо вытесняется в полость *11* под поршень *3*. При движении толкателя *2* вниз пружина *5* перемещает поршень *3* вниз, который выталкивает топливо в полость нагнетания, фильтр и головку насоса. Клапан *4* при этом находится в закрытом состоянии. При движении поршня *3* вниз над ним создается

разрежение (давление меньше атмосферного), впускной клапан *б* открывается и под действием атмосферного давления из бака топливо поступает в полость насоса. Клапаны и их посадочные гнезда выполняются обычно с плоской посадочной поверхностью и для обеспечения герметичности их притирают.

Давление, создаваемое насосом, обычно 0,1 – 0,3 МПа и зависит от давления открытия перепускного клапана, установленного в головке насоса.

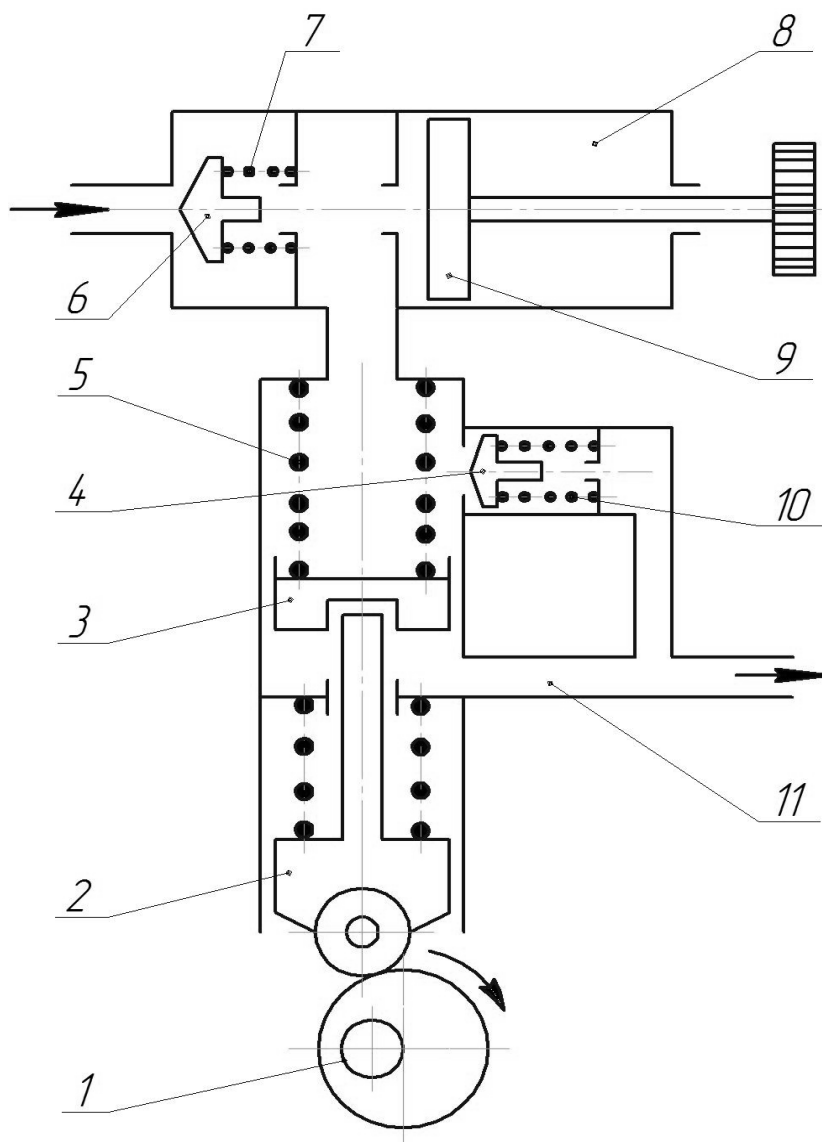


Рис. 4.1. Схема подкачивающего насоса:

- 1* – кулачковый вал; *2* – толкатель; *3* – главный поршень;
- 4* – нагнетательный клапан; *5* – пружина возврата главного поршня;
- 6* – впускной клапан; *7* – пружина впускного клапана;
- 8* – насос ручной прокачки; *9* – поршень ручного насоса;
- 10* – пружина нагнетательного клапана; *11* – полость нагнетания

**К основным неисправностям подкачивающего насоса
следует отнести:**

1. Плохую герметичность впускного и нагнетательного клапанов.
2. Износ резинового уплотнительного кольца поршня ручного насоса.
3. Поломку главной пружины. Износ поверхностей поршня и толкателя.

**4.4. Последовательность определения действительной
подачи подкачивающего насоса**

Подача насоса определяется с использованием стендов для испытания и регулировки насосов высокого давления СДТА-2 или «Моторпал». На стендах имеются гнезда для крепления насоса и привода его в движение.

1. Установить и закрепить поршневой насос в гнезде стенда.
2. Соединить (используя штуцер с прокладками) гибким шлангом вход подкачивающего насоса с топливным баком.
3. Соединить выход насоса с мерной емкостью объемом не менее 3 л.
4. Включить стенд. Установить требуемую частоту вращения (для двигателей семейства КамАЗ 1300 мин⁻¹).
5. Подать топливо из выхода насоса в мерную емкость и за определенное время (например, 60 с) определить объемную подачу в литрах.

Например, за 60 с подкачивающий насос подал 3 л дизельного топлива. За один час подача будет равна 180 л. Данные опыта заносим в таблицу.

Результаты опыта

| Условное обозначение подкачивающего насоса | Требуемая подача топлива, л/ч | Давление, создаваемое насосом, МПа | Количество топлива, поступившее в мерную емкость, л | Время замера, с | Опытное значение подачи топлива, л/ч |
|--|-------------------------------|------------------------------------|---|-----------------|--------------------------------------|
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

При установке насоса высокого давления совместно с подкачивающим насосом и его подключении к гидравлической схеме стенда

выход из насоса (там установлен перепускной клапан) при помощи шланга соединяют с мерной емкостью. Устанавливают требуемую частоту вращения вала насоса (подача насоса выключена) и за определенное время определяют производительность подкачивающего насоса в литрах, а затем определяют подачу в л/ч.

По анализу опытных данных делается заключение о возможности дальнейшей эксплуатации подкачивающего насоса. Допустимое снижение объемной подачи топлива 30 %.

4.5. Расчет подкачивающего насоса

Исходные данные: эффективная номинальная мощность двигателя типа КамАЗ $N_e = 250$ кВт; частота вращения вала двигателя $n = 2600$ мин⁻¹; удельный расход топлива $g_e = 0,22$ кг/(кВт·ч); плотность топлива $\rho = 850$ кг/м³; диаметр и ход поршня ручного насоса (2 и 3 см); диаметр и ход главного (рабочего) поршня насоса (2,2 и 1 см); диаметр отверстий, закрываемых клапанами, 0,6 см; жесткость пружин впускного и нагнетательного клапанов 0,1 Н/мм.

1. Площадь поршня ручного насоса $S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} = 3,14$ см².

2. Объем, освобождаемый поршнем (рабочий объем) за цикл,

$$V_p = S_p \cdot h = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ см}^3.$$

3. Площадь главного поршня насоса

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2,2^2}{4} = 3,8 \text{ см}^2.$$

4. Объем, вытесняемый главным поршнем,

$$V_2 = S_2 \cdot h = 3,8 \cdot 1 = 3,8 \text{ см}^3.$$

5. Частота вращения вала насоса в два раза меньше частоты вращения вала двигателя и определяется из выражения

$$n_H = 0,5 \cdot n_D = 0,5 \cdot 2600 = 1300 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Определим объемную часовую подачу насоса

$$V_H = V_p \cdot n_n \cdot \eta \cdot 60,$$

где V_p – рабочий объем насоса;

η – объемный коэффициент насоса , 0,6 – 0,8.

$$V_H = V_P \cdot n_n \cdot \eta \cdot 60 = 3,8 \cdot 1300 \cdot 0,6 \cdot 60 = 177\,840 \text{ см}^3 = 177,8 \text{ л/ч.}$$

7. Часовой массовый расход топлива

$$G_{\text{ч}} = q_e \cdot N_e = 0,22 \cdot 250 = 55 \text{ кг/ч.}$$

8. Часовой объемный расход топлива (л/ч)

$$V_{\text{ч}} = \frac{G_{\text{ч}}}{\rho_T} = \frac{55}{0,85} = 65 \text{ л/ч.}$$

9. Коэффициент запаса подачи топлива подкачивающим насосом

$$K = \frac{V_H}{V_{\text{ч}}} = \frac{177,8}{65} = 2,7.$$

10. Определим силу (Н), действующую на главный поршень от избыточного давления топлива, равного 2 атм ($2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$).

$$F = \Delta P \cdot S_2 = 2 \cdot 10^5 \cdot 3,8 \cdot 10^{-4} = 76 \text{ Н.}$$

11. Определим жесткость главной пружины

$$C = F / h = 76 / 0,01 = 7600 \text{ Н/м} = 7,6 \text{ Н/мм.}$$

Содержание отчета

1. *Наименование и цель работы.*
2. *Назначение и принцип работы насоса.*
3. *Вычертить схему насоса.*
4. *Указать основные неисправности насоса и способы их устранения*
5. *Выполнить расчет подкачивающего насоса.*
6. *Экспериментальным путем определить объемную подачу насоса.*
7. *Выводы по работе.*

Контрольные вопросы

1. *Для какой цели служит поршневого подкачивающий насос?*
2. *Устройство и принцип действия насоса.*
3. *Методика расчета насоса.*
4. *Как опытным путем определяется часовая подача насоса?*
5. *Основные неисправности подкачивающего насоса и их способы устранения.*

Лабораторная работа № 5

РЕГУЛИРОВКА НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

5.1. Цель, задачи лабораторной работы

Цель лабораторной работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Насосы высокого давления».

Задачи. Изучить устройство, принцип действия, методику регулировки насоса высокого давления двигателя КамАЗ-740 на стенде «Моторпал». Выполнить диагностику насоса и его регулировку.

Оборудование. Для выполнения работы необходим топливный стенд «Моторпал», насос высокого давления типа КамАЗ -740 или других двигателей.

5.2. Общие сведения

Диагностируемый насос должен быть чистым и комплектным. Насос устанавливается на специальные опоры стенда, соединяется при помощи муфты с приводом стенда, проверяется на биение и закрепляется.

К насосу присоединяются гибкие трубопроводы от стенда, питающие его топливом. При помощи подкачивающего насоса удаляется воздух из трубопроводов и каналов головки насоса. Избыточное давление поддерживается перепускным клапаном насоса и должно соответствовать 0,15 – 0,25 МПа.

При помощи трубопроводов высокого давления насос соединяют с форсунками стенда, которые отрегулированы на давление начала открытия 20 МПа и имеют эффективное проходное сечение 0,25 мм².

При адресной регулировке насос регулируется с форсунками, работающими на двигателе. Форсунки проверяются и регулируются на стенде КИ-3333, должны иметь хорошее распыливание, одинаковое проходное сечение и давление начала впрыска. На форсунке ставится номер секции насоса, к которому она подключена, и в таком порядке она устанавливается на двигатель после диагностики и регулировки на стенде.

5.3. Диагностика насоса высокого давления

Насос диагностируется на режиме пуска (частота вращения вала насоса $n = 100$ мин⁻¹). Пусковая подача должна быть не ниже 20 % от требуемой заводом-изготовителем, при необходимости она

регулируется винтом 5 (рис. 5.1). При изношенных плунжерных парах пусковую подачу увеличить нельзя, так как сжатое топливо перетекает из зоны высокого давления в зону низкого. После диагностики у такого насоса заменяют изношенные плунжерные пары на новые.

Если пусковая подача соответствует требуемому значению (например, у двигателя КамАЗ-740 $200 - 220 \text{ мм}^3/\text{цикл}$), то продолжают проверку и регулировку насоса. Подача за цикл 200 мм^3 соответствует объему в мерных мензурках 20 см^3 за 100 циклов, установленных на счетчике.

5.4. Последовательность регулировки насоса

1. Проверяют максимальную частоту вращения, при которой прекращается подача топлива (у двигателя КамАЗ-740 $1450 - 1500 \text{ мин}^{-1}$). При необходимости проводят регулировку болтом 7 (см. рис. 5.1), изменяя натяжение главной пружины регулятора 15 (рис. 5.2). Выкручивая болт, частота вращения увеличивается, вкручивая – уменьшается [3].

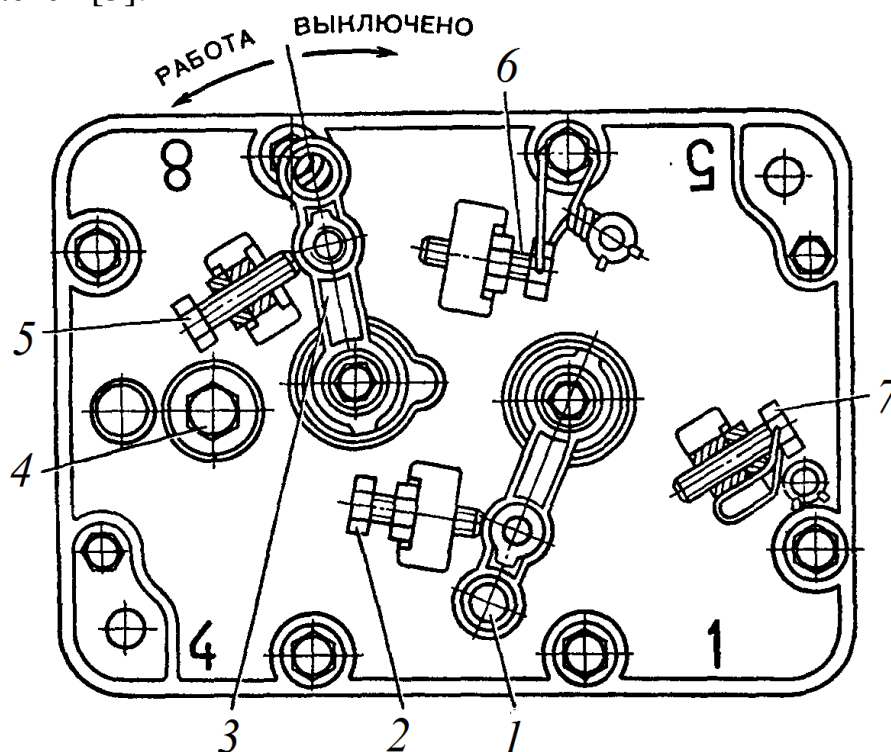


Рис. 5.1. Крышка регулятора с рычагами управления (насос типа 33):
 1 – рычаг управления регулятором; 2 – болт ограничения минимальной частоты вращения; 3 – рычаг останова; 4 – пробка наливного отверстия; 5 – болт регулировочный пусковой подачи; 6 – болт регулировки хода рычага останова; 7 – болт ограничения максимальной частоты вращения

2. Регулируют на номинальном режиме (точка 5 см. рис. 5.3) подачу топлива, которая должна быть $78 - 80 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Устанавливают частоту вращения вала насоса 1300 мин^{-1} . Общая подача изменяется винтом 4 (см. рис. 5.2), а равенство цикловых подач осуществляется поворотом корпуса насосной секции 9 (см. рис. 5.4). Для этой цели выкручивают гайки крепления фланца 18 и поворачивают корпус 9. При повороте по часовой стрелке подача топлива уменьшается, против вращения – увеличивается.

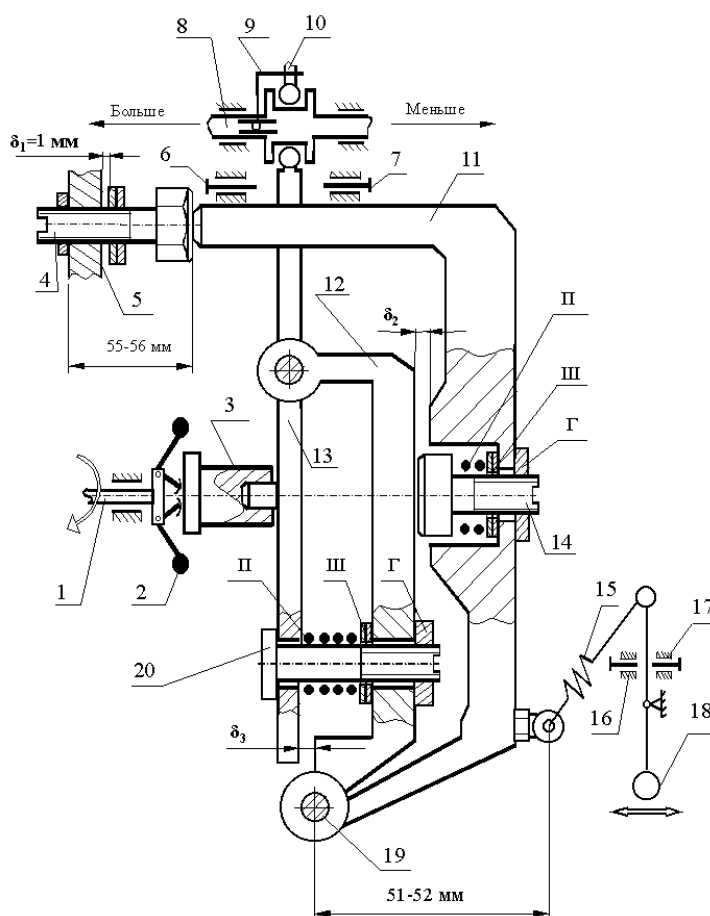


Рис. 5.2. Схема всережимного регулятора насоса высокого давления типа 33 двигателя КамАЗ - 740:

- 1 – державка грузов; 2 – грузы регулятора; 3 – муфта; 4 – болт регулировки общей подачи топлива; 5 – корпус насоса; 6 – болт регулировки пусковой подачи; 7 – болт ограничения хода рычага останова; 8 – река насоса; 9 – замок; 10 – поводок плунжера; 11 – рычаг регулятора; 12 – промежуточный рычаг; 13 – рычаг муфты грузов; 14 – прямой корректор; 15 – главная пружина регулятора; 16 – болт регулировки минимальной частоты вращения; 17 – болт ограничения максимальной частоты вращения; 18 – рычаг управления подачей топлива (регулятором); 19 – ось рычагов регулятора; 20 – обратный корректор; П – пружина; Ш – шайба; Г – гайка

3. Проверяют на режиме максимального крутящего момента в точке 4 увеличение цикловой подачи за счет действия прямого корректора 14 (см. рис. 5.2). Частота вращения $800 - 900 \text{ мин}^{-1}$. Повышение подачи топлива ($82 - 84 \text{ мм}^3/\text{цикл}$) необходимо для увеличения крутящего момента при перегрузках (например, преодоление подъема при движении в горах). Прямой корректор регулируется изменением зазора δ_2 между рычагом регулятора 11 и промежуточным рычагом 12.

4. Проверяют работу антидымного корректора 20 (см. рис. 5.2), который в точке 3 (см. рис. 5.3) снижает подачу топлива до величины $73 - 77 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Подача топлива зависит от величины зазора δ_3 между рычагом муфты грузов 13 и промежуточным рычагом 12. При увеличении зазора подача топлива уменьшается. Частота вращения кулачкового вала насоса равна $600 - 700 \text{ мин}^{-1}$.

В приложении (рис. П.3) приведена внешняя скоростная и регуляторные характеристики насоса высокого давления дизеля ЯМЗ-236.

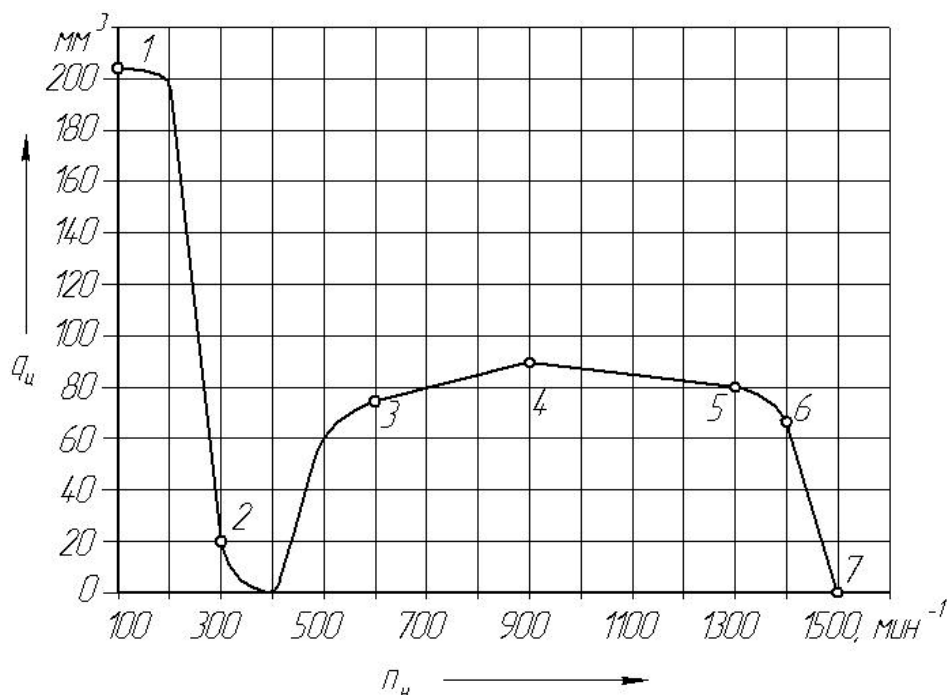


Рис. 5.3. Внешняя скоростная (эталонная) характеристика насоса:

- 1 – режим пуска; 2 – холостой ход; 3 – 4 зона работы антидымного корректора; 4 – режим максимального крутящего момента; 4 – 5 – зона работы прямого корректора; 5 – режим номинальной мощности; 6 – начало действия регулятора; 7 – полное выключение подачи топлива

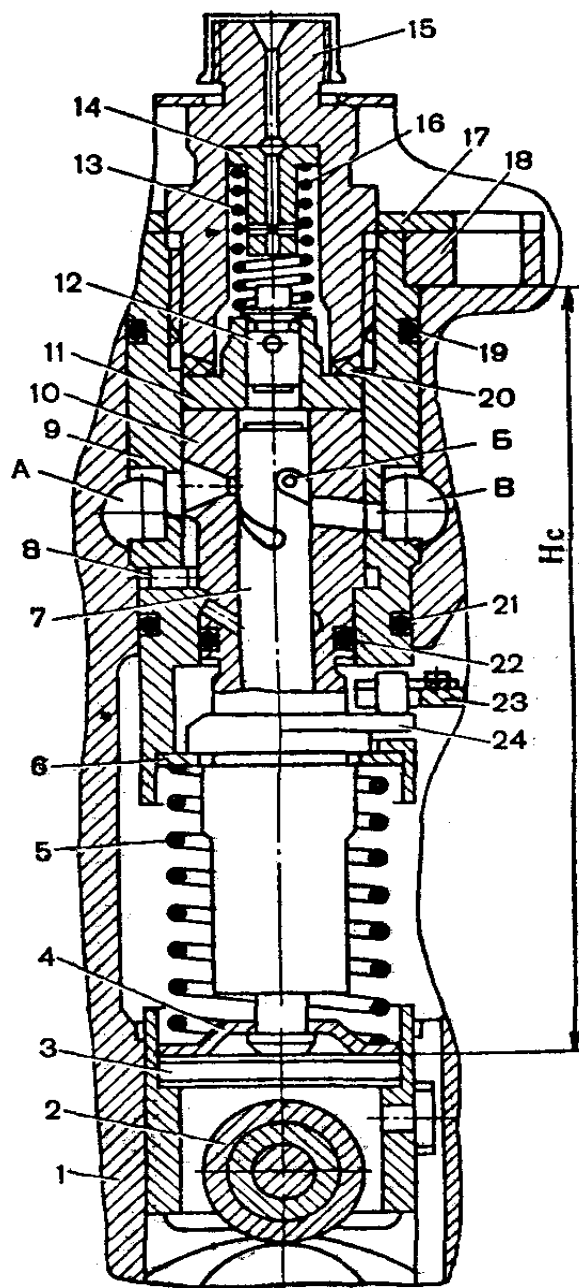


Рис. 5.4. Секция топливного насоса высокого давления типа 33:
 1 – корпус насоса; 2 – толкатель; 3 – пята толкателя; 4 – тарелка пружины толкателя; 5 – пружина; 6 – шайба; 7 – плунжер; 8 – штифт; 9 – корпус насосной секции; 10 – втулка пружины; 11 – корпус нагнетательного клапана; 12 – нагнетательный клапан; 13 – пружина нагнетательного клапана; 14 – упор пружины; 15 – штуцер; 16 – регулировочные шайбы; 17 – стопорная шайба штуцера; 18 – фланец; 19, 21, 22 – уплотнительные кольца; 20 – прокладка нагнетательного клапана; 23 – левая рейка; 24 – поворотная втулка; А – полость наполнения; Б – винтовая кромка плунжера; В – сливная полость

5. Проверяют работу насоса на режиме холостого хода. Регулирование происходит при опущенном рычаге регулятора 1 (см. рис. 5. 1). Он упирается в болт 2 ограничения минимальных оборотов, изменяя длину которого корректируют цикловую подачу и частоту вращения вала двигателя. При частоте вращения насоса 300 мин⁻¹ цикловая подача должна лежать в пределах 15 – 20 мм³ или за 100 циклов 1,5 – 2,0 см³.

Результаты диагностики и регулировки насоса высокого давления заносят в табл. 5.1; 5.2; 5.3; 5.4.

Таблица 5.1

Результаты испытания насоса на режиме пуска ($n = 100 \text{ мин}^{-1}$)

| Номера секций или форсунок | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Подача топлива (мм ³) за 100 циклов до регулировки | | | | | | | | |
| Подача топлива (мм ³) за 100 циклов после регулировки | | | | | | | | |

Таблица 5.2

Результаты испытания насоса на номинальном режиме ($n = 1300 \text{ мин}^{-1}$)

| Номера секций или форсунок | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Подача топлива в мм ³ за 100 циклов до регулировки. | | | | | | | | |
| Подача топлива (мм ³) за 100 циклов после регулировки | | | | | | | | |

Таблица 5.3

Результаты испытания насоса на режиме максимального крутящего момента ($n = 900 \text{ мин}^{-1}$)

| Номера секций или форсунок | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Подача топлива (мм ³) за 100 циклов до регулировки | | | | | | | | |
| Подача топлива (мм ³) за 100 циклов после регулировки | | | | | | | | |

Таблица 5.4

Результаты испытания насоса на режиме холостого хода ($n = 300 \text{ мин}^{-1}$)

| Номера секций или форсунок | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Подача топлива (мм^3) за 100 циклов до регулировки | | | | | | | | |
| Подача топлива (мм^3) за 100 циклов после регулировки | | | | | | | | |

Для двигателей семейства КамАЗ мощностью более 200 кВт цикловая подача топлива увеличивается, что приводит к изменению скоростной характеристики насоса (см. рис. 5.3).

Содержание отчета

1. Наименование, цель и задачи лабораторной работы.
2. Краткое содержание работы.
3. Принцип действия всережимного регулятора, его схема.
4. Вычертить схему подключения насоса высокого давления к системе питания стенда.
5. Диагностика насоса высокого давления.
6. Последовательность регулировки насоса высокого давления на стенде «Мотропал».
7. Построить внешнюю характеристику насоса (зависимость подачи насоса от частоты вращения).
8. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Порядок диагностики и регулировки форсунки автомобиля КамАЗ.
2. Принцип работы всережимного регулятора насоса высокого давления.
3. Каким образом определяется полный износ плунжерных пар насоса высокого давления?
4. Для чего служат прямой, обратный корректоры в насосе высокого давления?
5. Для чего служит нагнетательный клапан насоса высокого давления?
6. Как регулируется количество подаваемого топлива в насосе высокого давления?

Практическая работа № 6

КАРБЮРАТОР

6.1. Цель и задачи практической работы

Цель практической работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Распыливание топлив при помощи карбюратора».

Задачи. Изучить устройство, принцип действия простейшего карбюратора, расчетным путём определить его основные размеры.

Оборудование. Для проведения занятия необходим карбюратор К-16, К-126 Б и плакаты.

6.2. Устройство простейшего карбюратора

Карбюратор (фр. «прибор») служит для приготовления горючей смеси, состоящей из топлива (одна часть бензина) и воздуха (пятнадцать частей). Расход топлива, поступающий в цилиндр двигателя, зависит от диаметра калиброванного отверстия (жиклёра) и разрежения в диффузоре.

При движении поршня вниз (рис. 6.1) в цилиндре создается разрежение и при открытом впускном клапане начинается движение воздуха через впускной трубопровод под действием перепада давления между атмосферой и полостью цилиндра. Когда воздух проходит через впускной диффузор (канал меньшего сечения), его скорость увеличивается, а давление падает ниже атмосферного. Создается перепад давления между поплавковой камерой и сечением диффузора. Под действием этого перепада давления бензин через главный топливный жиклёр начинает поступать в диффузор.

В диффузоре бензин смешивается с воздухом, частично испаряется, и далее эта смесь попадает через впускной клапан в полость цилиндра.

Следует отметить, что уровень топлива в поплавковой камере несколько ниже, чем сечение диффузора, в котором топливо попадает в воздушный поток (величина H). В связи с этим топливо не может самопроизвольно самотеком поступать из поплавковой камеры в камеру карбюратора. Этот уровень строго регламентирован для каждой модели карбюратора, поддерживается запорным клапаном и подлежит регулировке при техническом обслуживании.

Ось дроссельной заслонки связана с акселератором (педалью газа), которым управляет водитель. Нажимая на педаль, водитель поворачивает дроссельную заслонку. Большой ход педали соответствует большому углу открытия заслонки.

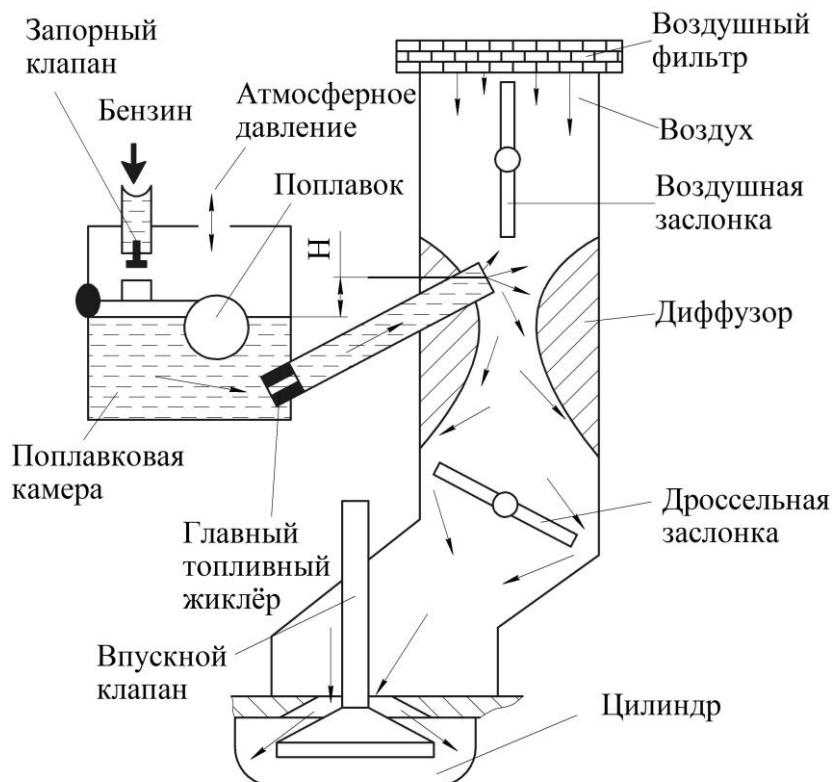


Рис. 6.1. Схема работы простейшего карбюратора

Чем сильнее открыта дроссельная заслонка, тем меньшее сопротивление она оказывает проходящему потоку, тем выше скорость проходящего через диффузор воздуха и тем сильнее разрежение в сечении диффузора, соответственно и больше бензина попадает в цилиндр двигателя.

Такой простейший карбюратор типа К-16 может обеспечить только узкий диапазон работы двигателя. По этой причине карбюратор К-16 применяют на пусковых двигателях или мотоциклах.

Реально от карбюратора (например, К-126 Б) требуется работа в различных условиях, то есть на разных режимах:

1. Пуск холодного двигателя, который требует очень богатой смеси из-за плохого испарения топлива.
2. Режим холостого хода и малых нагрузок, который требует богатую смесь, так как дроссельная заслонка почти не открыта, горючей

смеси попадает в цилиндр мало и поэтому в цилиндре остается большое количество продуктов сгорания.

3. Режим средних нагрузок соответствует открытию заслонок до 80 %. Это наиболее частый режим работы двигателя, требующий обедненной смеси, так как при этом обеспечивается наиболее экономичный режим работы.

4. Режим максимальных нагрузок обеспечивает получение от двигателя максимальной мощности (движение с максимальной скоростью, преодоление крутых подъемов). Этот режим требует обогащенную смесь, в то время как он осуществляется при полностью открытой заслонке и в соответствии с требованием п. 3 должен происходить при обедненной смеси. Чтобы предотвратить такое разногласие, применяют специальное обогащающее устройство.

6.3. Последовательность расчёта простейшего карбюратора

Рассмотрим движение воздуха от сечения $O - O$ (вход в карбюратор) к диффузору (сечение $D - D$), пренебрегая потерями энергии ввиду их малости (рис. 6.2).

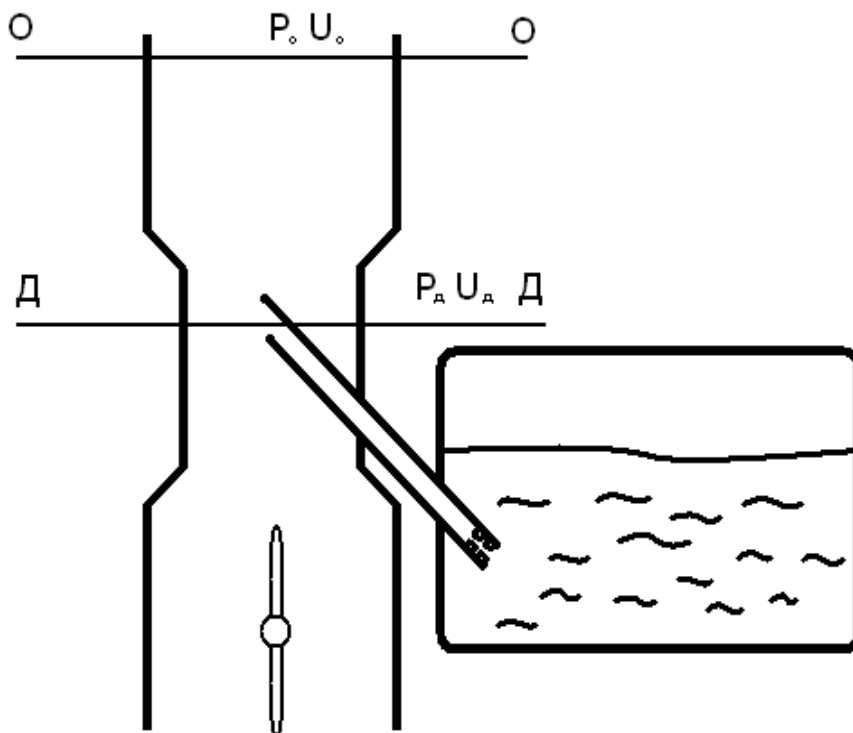


Рис. 6.2. Общий вид простейшего карбюратора

Воздух входит в карбюратор с давлением P_0 и скоростью u_0 . В диффузоре, в результате сужения канала, скорость u_D увеличивается, а давление P_D снижается. Снижение давления в диффузоре необходимо для того, чтобы под действием разрежения топливо поступало из поплавковой камеры в калиброванное отверстие (жиклёр) и в смесительную трубку.

1. Запишем уравнение Бернулли для указанных сечений, которое выражает закон сохранения энергии:

$$\frac{P_0}{\rho_0 g} + \frac{u_0^2}{2g} = \frac{P_D}{\rho_D g} + \frac{u_D^2}{2g}. \quad (6.1)$$

Умножим левую и правую часть уравнения (6.1) на плотность и ускорение свободного падения $\rho_D \cdot g$, получим

$$P_0 + \frac{\rho_0 \cdot u_0^2}{2} = P_D + \frac{\rho_0 \cdot u_D^2}{2}. \quad (6.2)$$

2. Запишем уравнение неразрывности для сечения $O - O$ и полости поршня:

$$u_0 f_0 = u_{\text{Пср}} F_{\text{П}}; \quad (6.3)$$

$$u_0 = u_{\text{Пср}} \frac{F_{\text{П}}}{f_0}. \quad (6.4)$$

Отношение $\frac{F_{\text{П}}}{f_0} = 2 - 4$. Пусть $\frac{F_{\text{П}}}{f_0} = 2$. (6.5)

Ход поршня S и его диаметр D принимаем равным 10 см, частоту вращения коленчатого вала 5500 мин^{-1} , мощность двигателя 50 кВт. Площадь поршня $F_{\text{П}}$ с диаметром 10 см равна 78 см^2 .

3. Определим среднюю скорость поршня

$$u_{\text{Пср}} = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 5500}{60} = 18,3 \text{ м/с}. \quad (6.6)$$

Учитывая, что сечение на входе в карбюратор в 2 раза меньше сечения поршня, то скорость $u_0 = 2 \cdot 18,3 = 36,6 \text{ м/с}$.

$$P_0 + \frac{\rho_0 \cdot u_0^2}{2} = P_D + \frac{\rho_D \cdot u_D^2}{2}. \quad (6.7)$$

Перепад давления в поплавковой камере и диффузоре принимаем 0,1 атм (разрежение), абсолютное давление будет равно $0,9 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

$$1 \cdot 10^5 + \frac{1,2 \cdot 36,6^2}{2} = 0,9 \cdot 10^5 + \frac{1,2 \cdot u_D^2}{2}. \quad (6.8)$$

Скорость воздуха в диффузоре $u_D = 130$ м/с. (6.9)

4. Составим уравнение неразрывности потока воздуха для входа в карбюратор и в диффузор:

$$u_0 f_0 = u_D F_D. \quad (6.10)$$

Площадь в сечении $O - O$ равна $F_O = 39$ см².

5. Найдём площадь в сечении $D - D$, используя уравнение (6.10).

$$36,6 \cdot 34 = F_D \cdot 130; \quad F_D = 9,5 \text{ см}^2.$$

Определив площадь диффузора, находим его диаметр:

$$F_D = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad d = \sqrt{\frac{4F_D}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,5}{3,14}} = 3,5 \text{ см}. \quad (6.11)$$

Таким же способом находим диаметр в сечении $O - O$:

$$F_O = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot 39}{3,14}} = 7 \text{ см}. \quad (6.12)$$

Из формулы (6.4) следует, что $u_0 = 18,3 \cdot 2 = 36,6$ м/с.

6. Определим скорость на выходе из жиклёра:

$$u = \sqrt{2g \cdot H} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_T}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,1 \cdot 10^5}{750}} = 5,16 \text{ м/с}, \quad (6.13)$$

где ρ_T – плотность топлива (для бензина $\rho_T = 750$ кг/м³).

7. Найдём часовой расход топлива:

$$G_u = g_e \cdot N_e, \quad (6.14)$$

где $g_e = 0,25$ кг/(кВт·ч) – удельный расход топлива;

$N_e = 50$ кВт – номинальная мощность двигателя.

$$G_u = 0,25 \cdot 50 = 12,5 \text{ кг/ч}.$$

Массовый секундный расход топлива

$$M = \frac{12,5}{3600} = 0,0035 \text{ кг/с}. \quad (6.15)$$

8. Определим объемный расход (м³/с).

$$Q = u \cdot f; \quad (6.16)$$

$$Q = \frac{V}{t}; \quad V = Q \cdot t = f \cdot t \cdot u, \quad (6.17)$$

где V – объем топлива; t – время, с.

9. Найдем массовый расход (кг/с).

$$M = \rho_T \cdot u \cdot f_{жс}. \quad (6.18)$$

Из формулы (6.18) вычислим площадь жиклёра

$$f_{жс} = \frac{M}{\rho_T \cdot u} = \frac{0,0035}{750 \cdot 5,16} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 0,9 \text{ мм}^2.$$

10. Определим диаметр жиклёра:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{жс}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,9}{3,14}} = 1,07 \text{ мм}. \quad (6.19)$$

Содержание отчета

1. Цель и задачи практической работы.
2. Устройство и принцип действия простейшего карбюратора.
3. Начертить общий вид карбюратора.
4. Выполнить расчет карбюратора для мощности двигателя 80 кВт.
5. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. За счет чего воздух движется через карбюратор?
2. В каком случае топливо начинает истекать из поплавковой камеры в камеру карбюратора?
3. Почему уровень топлива в поплавковой камере ниже, чем сечение диффузора, в которое оно подается?
4. Почему простейший карбюратор не может обеспечить все режимы работы двигателя?
5. За счет чего происходит распыливание топлива в диффузоре карбюратора?

Лабораторно-практическая работа № 7

ФОРСУНКИ ДЛЯ ВПРЫСКА БЕНЗИНА

7.1. Цель и задачи лабораторно-практической работы

Цель лабораторно-практической работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Распыливание бензина при помощи инжекторных форсунок с электронным управлением».

Задачи. Изучить устройство, принцип действия форсунки, расчетным путем определить выходное сечение, ознакомиться с методикой диагностики.

Оборудование. Для проведения занятий необходим набор форсунок с электромагнитным управлением, разрез форсунки, плакаты, стенд для контроля форсунок.

7.2. Устройство и обслуживание инжекторов (форсунок) для впрыска бензина

На рис. 7.1 показана конструкция форсунки для впрыска бензина с электронным управлением.

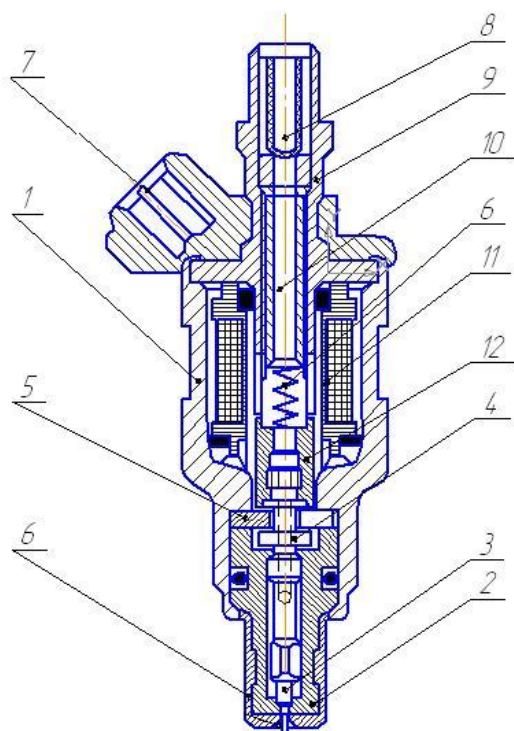


Рис. 7.1. Устройство форсунки для впрыска бензина:

- 1 – корпус; 2 – распылитель;
- 3 – клапан; 4 – упорный бурт;
- 5 – упорная шейка; 6 – пружина клапана; 7 – разъем; 8 – предохранительный фильтр; 9 – штуцер;
- 10 – регулировочный винт пружины; 11 – сердечник электромагнита;
- 12 – якорь электромагнита

Управляющим элементом форсунки является катушка, расположенная в сердечнике 11. Полость форсунки постоянно находится под

давлением бензина 0,4 – 0,6 МПа. При отсутствии питания на обмотках катушки электромагнита под действием пружины 6 клапан 3 (игла) закрывает сопловое отверстие распылителя 2. При подаче тока в катушке возникает электродвижущая сила и якорь 12, преодолевая усилие пружины 6, втягивается в сердечник, открывая клапан 3. За определенный промежуток времени топливо поступает во впускной коллектор и при открытом впускном клапане в цилиндр. Кроме штифтовых распылителей применяют многодырчатые.

Следствием неудовлетворительного состояния форсунок могут быть:

- затрудненный запуск двигателя и его неустойчивая работа;
- повышенный расход топлива;
- потеря мощности и ухудшение динамики разгона;
- появление детонации вследствие обеднения смеси в камере сгорания;
- пропуски воспламенения.

Главным недостатком форсунок является накопление отложений лаковой пленки в зоне распыливающего отверстия. После остановки двигателя температура корпуса форсунки возрастает за счет нагрева от горячего двигателя, так как прекращается охлаждающее действие потока бензина. Легкие фракции бензина испаряются, а тяжелые остаются и в виде лаковых отложений уменьшают сечение калиброванного канала. Например, слой отложений толщиной 5 мкм может изменить пропускную способность этого канала на 25 %.

Работа электромагнитных форсунок можно оценить по следующим параметрам:

- герметичность, качество распыления топлива;
- производительность;
- сравнительная производительность форсунок из одного комплекта.

Для того чтобы точно оценить состояние форсунок, необходимо специальное оборудование – установка для проверки производительности и ультразвуковой очистки форсунок.

Установив требуемое давление на входе в форсунку, определяют объемное количество топлива, поступившее в мерные емкости за определенное время, и сравнивают с требуемым значением. Одновременно оценивают качество распыливания.

Герметичность электромагнитных форсунок проверяется следующим образом. В распределительной рампе создается давление,

немного превышающее максимальное для данной системы топливоподачи.

Качество распыливания и относительная производительность оцениваются при давлении тестовой жидкости. Подключив к установке стробоскоп, можно также оценивать синхронность срабатывания форсунок.

Рассмотрим очистку форсунок при помощи ультразвука. Форсунки предварительно демонтируют и помещают в специальную ванну. Под воздействием ультразвуковых колебаний частички жидкости каждую секунду совершают возвратно-поступательное движение с частотой генератора. Но из-за инерционности происходит не только перемещение микрообъемов, но и скачкообразное изменение давления в них. Рабочая жидкость как бы «бомбардирует» поверхности очищаемого изделия и срывает с неё частички нагара (лаковой пленки). Такое интенсивное движение раствора усиливает размельчение частичек нагара в рабочей жидкости.

Форсунки погружают дозирующей частью в ванну, устанавливая их на специальный держатель. Важно, чтобы они находились в подвешенном состоянии, постоянно омывались очищающей жидкостью при воздействии ультразвуковых колебаний. Если форсунки будут касаться дна ванны, то это может привести к преждевременному выходу из строя ультразвукового генератора.

После очистки в ультразвуковой ванне производят так называемую «обратную промывку». Для этого извлекают из них входные фильтры и при помощи специальных адаптеров устанавливают на стенд. Остатки загрязнения вымываются тестовой жидкостью в обратном направлении.

Для очистки форсунок методом промывки рекомендуется стенд CNC-602. Промывочная смесь может состоять из моющего сольвента и бензина.

7.3. Последовательность контроля состояния форсунок

- 1) Определяют расход топлива через форсунки и неравномерность подачи, используя стенд (рис. 7.2).
- 2) Оценивают качество распыления – контроль и сравнение качества распыла форсунок при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя.
- 3) Испытывают форсунки на герметичность в запорном конусе.

4) При необходимости очищают форсунки от лаковых отложений.

5) Проверяют расход топлива и качество распыления после промывки.

6) Если форсунка не обеспечивает требуемую подачу и распыливание топлива, её заменяют.

7.4. Расчет форсунки для впрыска бензина

Исходные данные: $N_e = 50$ кВт – номинальная мощность двигателя при частоте вращения 5600 мин^{-1} ;

$g_e = 0,27 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ – удельный расход топлива;

$\rho_b = 750 \text{ кг}/\text{м}^3$ ($0,75 \text{ г}/\text{см}^3$) – плотность бензина;

$\Delta P = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – давление топлива в аккумуляторе (давление впрыска топлива); $S = 80 \text{ мм}$ – ход поршня; $D = 78 \text{ мм}$ – диаметр поршня.

1. Рабочий объем одного цилиндра равен

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S . \quad (7.1)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,78^2}{4} \cdot 0,8 = 0,382 \text{ л} .$$

2. Часовой расход топлива определяем по формуле:

$$G_t = g_e \cdot N_e = 0,27 \cdot 50 = 13,5 \text{ кг}/\text{ч} . \quad (7.2)$$

3. Из уравнения состояния газа (уравнение Клапейрона – Менделеева)

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T . \quad (7.3)$$



Рис. 7.2. Стенд для контроля форсунок

Находим теоретическое количество воздуха, входящее в один цилиндр за такт впуска при атмосферных условиях:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,382 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 293} = 0,00045 \text{ кг} = 0,45 \text{ г}, \quad (7.4)$$

где $P = 1 \cdot 10^5$ Па – атмосферное давление;

$V = 0,382$ л – рабочий объем одного цилиндра;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха;

$T = 293$ К – температура воздуха.

4. Для нормального сгорания топлива необходимо обеспечить $\alpha = 1$. Для сгорания 1 кг топлива необходимо 15 кг воздуха.

5. При $\alpha = 1$ массовое количество топлива за впрыск в граммах и объемное в миллиметрах кубических находим из выражения

$$M = 0,45 / 15 = 0,03 \text{ г}. \quad (7.5)$$

$$Q = 0,03 / 0,75 = 0,04 \text{ см}^3 = 40 \text{ мм}^3.$$

6. Процесс впуска топлива у четырехтактного двигателя соответствует 180° угла поворота коленчатого вала. Считаем, что на номинальном режиме впрыск топлива форсункой продолжается 180° . Угол поворота коленчатого вала связан с частотой вращения и временем формулой

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot t. \quad (7.6)$$

7. Откуда время на впрыск

$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot n} = \frac{180}{6 \cdot 5600} = 0,005 \text{ с}. \quad (7.7)$$

8. Скорость истечения топлива: $v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot 10^5}{750}} = 32,6 \text{ м/с}$.

(32 600 мм/с). При коэффициенте расхода 0,7 действительная скорость истечения будет равна 22,8 м/с.

9. Объем впрыснутого топлива за время t находится из выражения

$$Q = f \cdot v \cdot t. \quad (7.8)$$

10. Площадь сечения отверстия в форсунке

$$f = \frac{Q}{v \cdot t} = \frac{40}{22\,800 \cdot 0,005} = 0,35 \text{ мм}^2. \quad (7.9)$$

11. Определяем кольцевое сечение на выходе из форсунки, используя выражение

$$\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4} = f. \quad (7.10)$$

12. Откуда диаметр отверстия распылителя

$$d_o = \sqrt{\frac{4f}{\pi} + d_{ш}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,35}{3,14} + 1^2} = 1,22 \text{ мм}, \quad (7.11)$$

где $d_{ш} = 1 \text{ мм}$ – диаметр штифта форсунки.

Площадь кольцевая на выходе из форсунки равна $\pi \cdot d_{ш}$, умноженная на радиальный зазор, равный 0,11 мм, и соответствует 0,35 мм². Диаметральный зазор будет равен 220 мкм. При диаметре штифта иглы 1 мм диаметр отверстия будет равен 1,22 мм. Один мм соответствует 1000 мкм.

13. Откуда радиальный зазор между штифтом и отверстием распылителя составит

$$\Delta d = \frac{d_o - d_{ш}}{2} = \frac{1,22 - 1}{2} = 0,11 \text{ мм} = 110 \text{ мкм}.$$

Содержание отчета

1. *Наименование и цель работы.*
2. *Чертеж форсунки и описание принципа ее действия.*
3. *Расчет выходного сечения форсунок.*
4. *Методика очистки форсунок от лаковых отложений.*

Контрольные вопросы

1. *Почему в бензиновых двигателях вместо карбюраторов устанавливают инжекторные форсунки с электронным управлением?*
2. *Порядок расчета выходного сечения форсунки.*
3. *Устройство инжекторной форсунки и принцип ее работы.*
4. *Методика очистки форсунок и проверка пропускной способности.*

Практическая работа № 8

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

8.1. Цель и задачи практической работы

Цель практической работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Интегральные и дифференциальные характеристики впрыска топлива».

Задачи. Приобрести навыки построения дифференциальной и интегральной характеристик подачи топлива. Ознакомиться со способами управления подачей топлива. Выполнить расчет процесса впрыска топлива с использованием ЭВМ.

Перед началом практической работы студент получает индивидуальное задание с указанием прототипа двигателя, его мощности, частоты вращения коленчатого вала, типа камеры сгорания, вида топлива, диаметра и хода поршня, числа цилиндров, удельного расхода топлива и данные для расчета на компьютере процесса подачи топлива.

8.2. Расчет цикловой подачи топлива и выбор эффективного проходного сечения распылителя

Экономические и экологические показатели дизеля зависят от величины и характеристики подачи топлива, согласованного движения воздушного вихря в камере сгорания и струи распыленного топлива. Для четырехтактного двигателя КамАЗ мощностью 220 кВт общее количество топлива за впрыск или цикловая подача ($\text{мм}^3/\text{цикл}$) определится выражением

$$V_{\text{ц}} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_n \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{220 \cdot 220 \cdot 1000}{8 \cdot 1200 \cdot 0,82 \cdot 60} = 100 \text{ мм}^3, \quad (8.1)$$

где q_e – удельный эффективный расход топлива, 220 г/(кВт·ч); N_e – эффективная номинальная мощность, 220 кВт; i – число цилиндров 8; n_n – частота вращения вала насоса, 1200 мин⁻¹; ρ_T – плотность топлива 0,82 г/см³, или 820 кг/м³.

Главным параметром распылителя является его эффективное проходное сечение μF . Обычно коэффициент расхода μ равен 0,6 – 0,8 и представляет собой отношение действительного расхода топлива к теоретическому. Суммарная площадь сопловых отверстий F за-

висит от диаметра отверстий и их количества. Величина μF для распылителей автотракторных дизелей лежит в пределах $0,15 - 0,4 \text{ мм}^2$. Для конкретного двигателя величина μF должна иметь строго определенное значение.

Для двигателей семейства КамАЗ мощностью от 154 до 265 кВт у топливной аппаратуры 33-02 значение $\mu F = 0,185 - 0,205 \text{ мм}^2$; для 33-10 – $0,215 - 0,235 \text{ мм}^2$; 337-20 – $0,26 - 0,28 \text{ мм}^2$; 337-20.04 – $0,25 - 0,27 \text{ мм}^2$.

На рис. 8.1 приведена зависимость эффективного сечения распылителя μF двигателя КамАЗ от подъема (хода) иглы X . Максимальный ход иглы у новых распылителей лежит в пределах $0,25 - 0,3 \text{ мм}$.

Из анализа рис. 8.1 следует, что при подъеме иглы более $0,25 \text{ мм}$ значение μF остается неизменным. Из этого следует, что максимальный ход иглы не должен быть более $0,30 \text{ мм}$. С увеличением хода иглы возрастают ударные нагрузки на посадочный конус, что может привести к его разрушению. Дополнительно создаются условия для проникновения горячих газов из цилиндра двигателя в каналы распылителя и образования коксовых отложений.

Для приближенного определения эффективного проходного сечения распылителя μF автотракторных дизелей можно применить номограмму, изображенную на рис. 8.2 [4]. Для этого необходимо знать требуемую цикловую подачу $q_{ц}$ и продолжительность впрыскивания топлива $\varphi_{в}$. Например, для $q_{ц} = 100 \text{ мм}^3$ и $\varphi_{в} = 10^0$ значение μF будет находиться в поле между прямыми 2 и 3 и соответствовать $0,21 \text{ мм}^2$. Номограмма построена для частоты вращения вала насоса 900 мин^{-1} , максимального давления в полости форсунки 50 МПа , а среднего – 30 МПа .

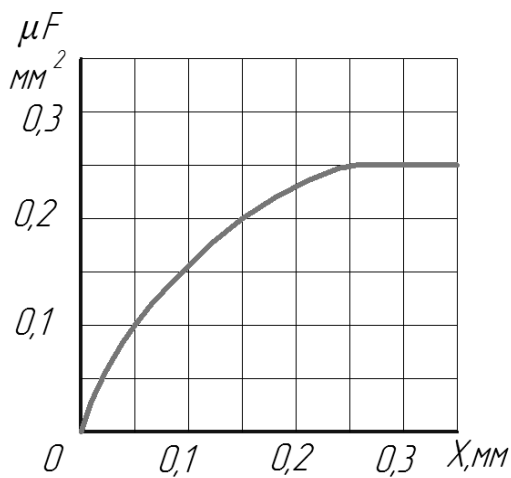


Рис. 8.1. Зависимость эффективного сечения распылителя от хода иглы

Значение μF окончательно выбирается после моторных испытаний по анализу нагрузочных и скоростных характеристик дизеля. Оптимальное значение μF должно соответствовать минимальному расходу топлива и допустимой токсичности отработавших газов.

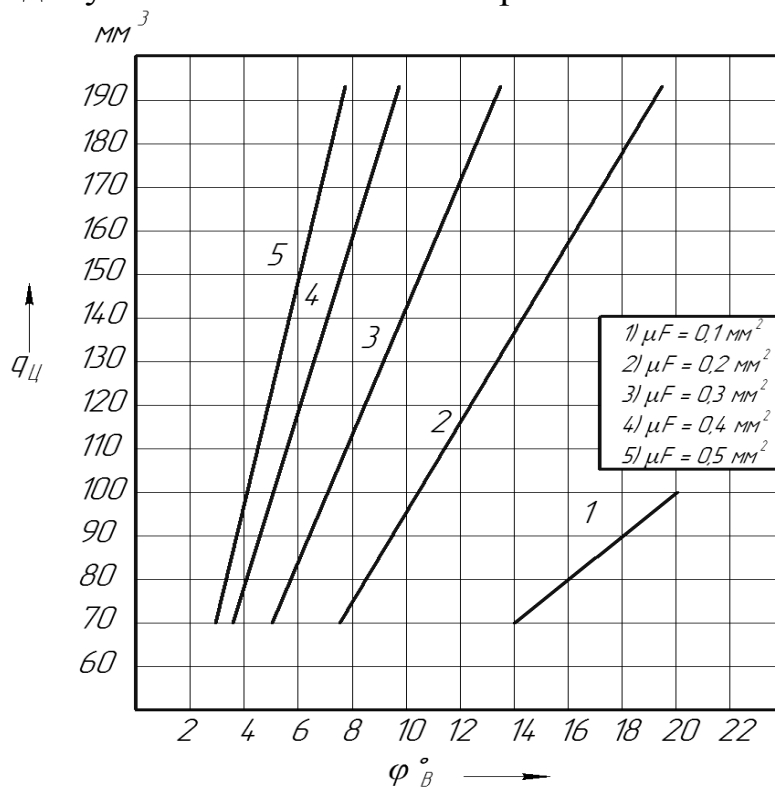


Рис. 8.2. Номограмма для определения μF при различных значениях $q_{ц}$ и $\varphi_{в}$

Для цикловой подачи 100 мм^3 и $\mu F = 0,25 \text{ мм}^2$ продолжительность топливоподачи, согласно рис. 8.2, будет соответствовать $9 - 10^0$. Максимальный ход иглы примем равным $0,25 \text{ мм}$.

8.3. Методика построения дифференциальной характеристики подачи топлива

Для построения характеристик топливоподачи необходимо иметь осциллограммы (графики) изменения давления в канале форсунки и хода иглы распылителя. Для этого обычно используют результаты эксперимента или расчета топливной аппаратуры.

На рис. 8.3 показано изменение давления топлива в форсунке и хода иглы распылителя в зависимости от угла поворота валика насоса. При подъеме иглы объем в полости форсунки увеличивается и давление снижается. Динамическое давление начала открытия (подъ-

ема) иглы $P_{фод}$ больше статического $P_{фос}$ и зависит от массы иглы, штанги, пружины, частоты вращения валика насоса n .

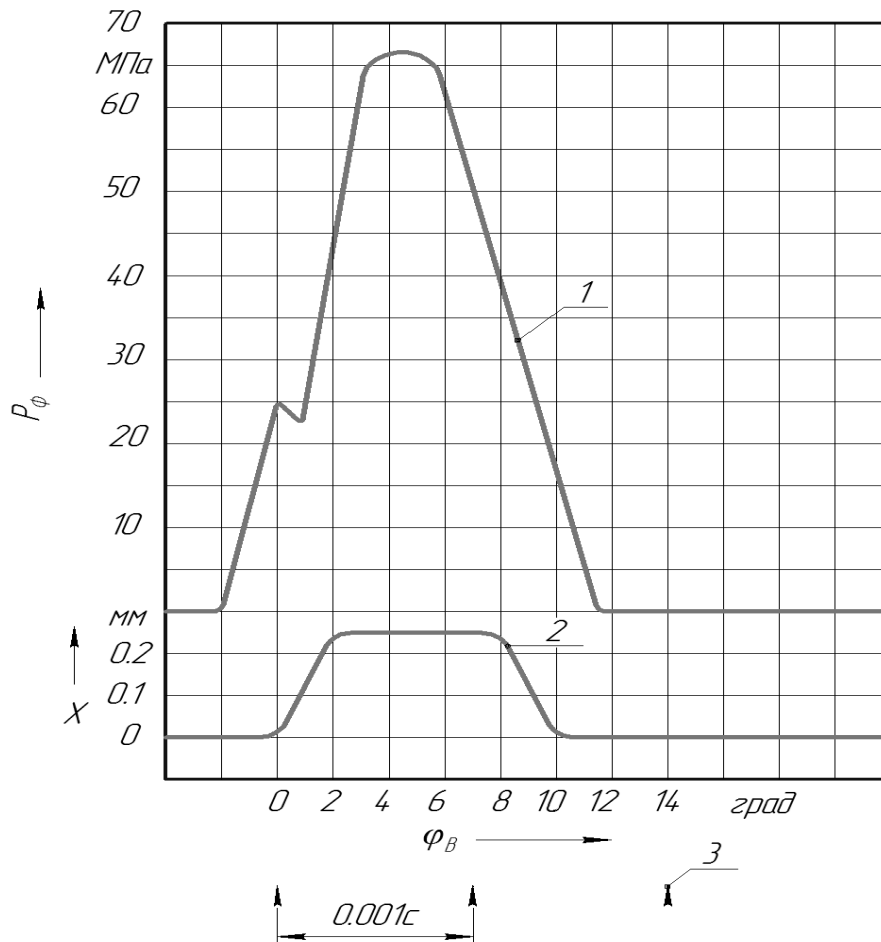


Рис. 8.3. Осциллограмма процесса топливоподачи в распылителе форсунки:

- 1 – изменение давления топлива в канале форсунки;
- 2 – изменение хода иглы в процессе подачи топлива;
- 3 – отметка времени, равная 0,001 с

Из анализа осциллограммы изменения давления топлива в форсунке виден пик снижения давления в начале подъема иглы. Уменьшение давления происходит из-за увеличения объема в полости форсунки в результате подъема иглы.

Для быстроходных автотракторных дизелей в интервале частот вала насоса от 0 до 1500 мин^{-1} с достаточной для практики точностью величина динамического давления начала подъема иглы $P_{фод}$ может быть определена по формуле

$$P_{фод} = P_{фос} + 15 \cdot n / 1500 \text{ МПа.} \quad (8.2)$$

Величина статического давления открытия иглы форсунки $P_{фос}$ для автотракторных дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием лежит в пределах 18 – 30 МПа, зависит от усилия затяжки пружины и диаметра направляющей части иглы.

Давление начала посадки иглы на седло $P_{ни}$ обычно меньше статического давления начала открытия иглы и определяется по формуле

$$P_{ни} = (0,5 - 0,7) \cdot P_{фос}. \quad (8.3)$$

Давление конца посадки $P_{ки}$ меньше давления $P_{ни}$ на 30 – 50 % и повышается с уменьшением диаметра иглы. Например, при уменьшении диаметра направляющей части иглы с 6 до 4,5 мм давление посадки иглы на седло при работе двигателя Д-440 на номинальном режиме увеличилось с 8 до 16 МПа. Для снижения образования кокса в каналах распылителя необходимо, чтобы давление топлива в полости распылителя в период посадки иглы на седло было больше давления газов в цилиндре дизеля.

Рассмотрим методику построения характеристик впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля. Выбираем шаг расчета, например, 1° , разбивая ход иглы (в нашем примере 10°) на 10 участков. Применение современных компьютеров позволяет шаг расчета уменьшить до $0,01^{\circ}$, что обеспечит более точную форму характеристики впрыска. В современных быстроходных дизелях с интенсивным процессом подачи топлива в камеру сгорания продолжительность впрыска составляет $8 - 12^{\circ}$ поворота кулачкового вала насоса.

Объёмный расход за секунду ($\text{м}^3/\text{с}$) топлива Q , вытекающего из распылителя, определим из выражения

$$Q = \mu F \cdot \mathcal{G}_T = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T}, \quad (8.4)$$

где μF – эффективное проходное сечение распылителя, м^2 ; \mathcal{G}_T – теоретическая скорость истечения топлива, $\text{м}/\text{с}$; ΔP – средняя величина давления топлива в канале форсунки, $\text{Н}/\text{м}^2$; ρ_T – плотность топлива, $820 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Для $\mu F = 0,25 \text{ мм}^2$ и $\Delta P = 40 \text{ МПа}$ величина Q будет равна

$$Q = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T} = 0,25 \cdot 10^{-6} \sqrt{2 \cdot 400\,000\,000 / 820} = 0,00078 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для упрощения расчетов при определении Q величину ΔP можно взять как среднее значение ($0,6 P_{ф \text{ max}}$) за впрыск при максимальном значении μF . При учете противодавления воздуха в конце про-

цесса сжатия (4 – 6 МПа) подача топлива уменьшается. Например, давление топлива перед сопловыми отверстиями 60 МПа, а давление воздуха в камере сгорания 5 МПа, величина перепада давления будет равна 55 МПа.

Методика построения дифференциальной характеристики при впрыске топлива без противодействия следующая [4]. Для каждого участка определяем среднее значение μF (см. рис. 8.1) в зависимости от подъема иглы и величину среднего давления в канале распылителя форсунки (перед сопловыми отверстиями). Например, для $\mu F_1 = 0,25 \text{ мм}^2$ ($0,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$) величина среднего давления для участка подъема игла 2-3 $\Delta P = 45\,000\,000 \text{ Н/м}^2$ (450 атм).

Объемное количество топлива V_u , поданного в камеру сгорания за время впрыска t_g , определяют по формуле

$$V_u = Q \cdot t_g. \quad (8.5)$$

Время впрыска t_g в секундах и общая продолжительность впрыска φ_g в градусах зависят от частоты вращения кулачкового вала n в мин⁻¹ и связаны выражением

$$\varphi_g = 6 \cdot n \cdot t_g, \quad (8.6)$$

Откуда
$$t_g = \frac{\varphi_g}{6 \cdot n} = \frac{10}{6 \cdot 1200} = 0,00138 \text{ с.}$$

Время, соответствующее шагу расчета, равному одному градусу, составит $0,00138/10 = 0,000138 \text{ с}$. За шаг расчета (один градус поворота кулачкового вала насоса) на участке подъема иглы 2–3 (табл. 8.1) при среднем давлении топлива 45 МПа объемная подача будет равна

$$\Delta V = Q \cdot t = 0,0000828 \cdot 0,000138 = 114 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3/\text{град} = 11,4 \text{ мм}^3/\text{град}.$$

Далее определяем значение подачи топлива за каждый градус поворота валика насоса (еще 9 точек). Суммарное значение подачи топлива за весь впрыск (ограниченное кривой характеристики) должно составить 100 мм^3 . Общая подача за впрыск называется **цикловой подачей топлива** и обозначается V_u . Построенная характеристика называется дифференциальной (рис. 8.4). Для обеспечения высокой экономичности рабочего процесса дифференциальную характеристику желательно иметь П-образной формы [3].

Таблица 8.1

Определение подачи топлива на участках подъема иглы

| Номер участка подъема иглы | Подъем иглы, мм | μF , мм ² | Давление топлива, МПа | Подача топлива в мм ³ за 1 ⁰ | Суммарная подача топлива, мм ³ |
|----------------------------|-----------------|---------------------------|-----------------------|--|---|
| 0 | 0,0 | 0,0 | 25 | 0,0 | 0,0 |
| 0-1 | 0,05 | 0,1 | 26 | 3,6 | 3,6 |
| 1-2 | 0,15 | 0,23 | 30 | 8,6 | 12,2 |
| 2-3 | 0,25 | 0,25 | 45 | 11,4 | 23,6 |
| 3-4 | 0,25 | 0,25 | 58 | 13 | 36,6 |
| 4-5 | 0,25 | 0,25 | 67 | 14 | 50,6 |
| 5-6 | 0,25 | 0,25 | 67 | 14 | 64,6 |
| 6-7 | 0,25 | 0,25 | 57 | 13 | 77,6 |
| 7-8 | 0,25 | 0,25 | 44 | 11 | 88,6 |
| 8-9 | 0,17 | 0,23 | 28 | 8,2 | 96,8 |
| 9-10 | 0,05 | 0,1 | 21 | 3,2 | 100 |
| 10 | 0,0 | 0,0 | 15 | 0,0 | 100 |

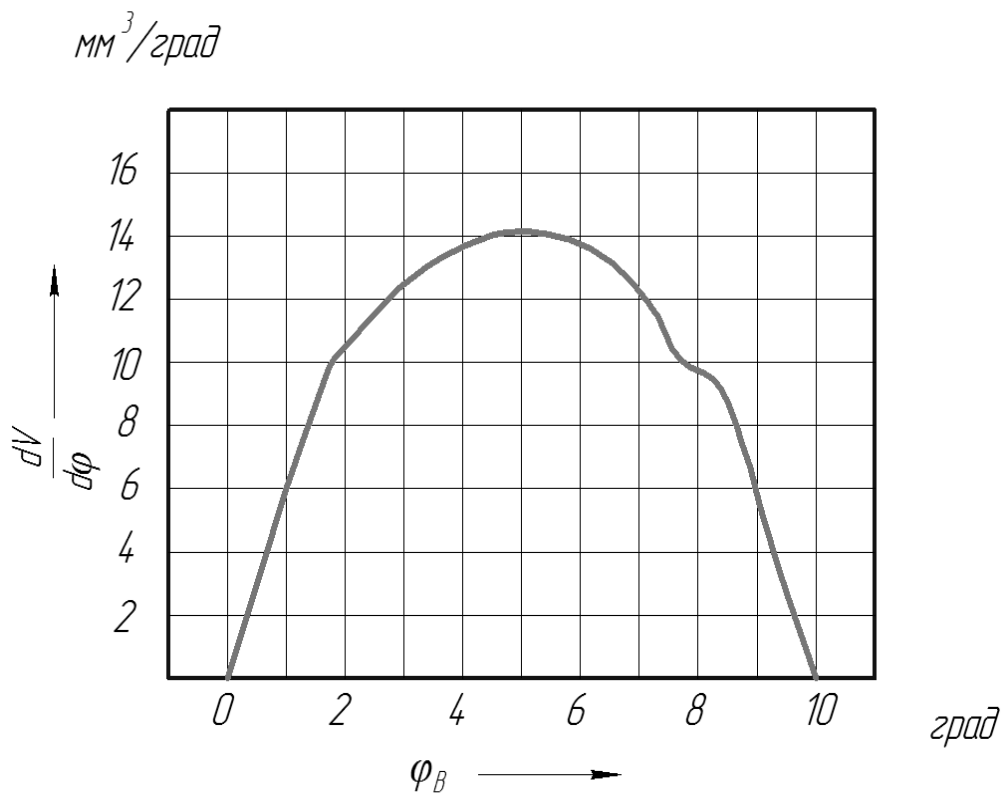


Рис. 8.4. Дифференциальная характеристика впрыска

Условия впрыскивания определяются моментом подачи топлива на такте сжатия до ВМТ поршня, скоростью поступления топлива в цилиндр, динамикой струй и дисперсностью (мелкостью) распыливания, а также областью камеры сгорания, куда поступает топливо. Между этими условиями имеется связь, влияющая на экономичность, эксплуатационные характеристики и токсичность отработавших газов. При оптимизации показателей рабочего процесса дизеля изменение одного из условий требует корректировки других.

Требуемая скорость поступления топлива оценивается дифференциальной характеристикой его впрыскивания. Она представляет собой количество топлива, поступившее в цилиндр дизеля в единицу времени или за градус поворота кулачкового вала насоса. По ее анализу можно судить о продолжительности впрыскивания и скорости (интенсивности) поступления топлива в каждый момент впрыскивания. При экспериментальном снятии дифференциальной характеристики и наличии характеристики распылителя можно решить обратную задачу – определить давление в распылителе.

Дифференциальная характеристика представляет собой расход топлива, поступивший из распылителя форсунки в любой момент времени [3]:

$$Q_{\phi} = \frac{dV_{\text{всп}}}{dt}, \quad (8.7)$$

где $\frac{dV_{\text{всп}}}{dt}$ – скорость подачи топлива из распылителя форсунки, мм³/с или мм³/град.

Количество топлива за конкретный промежуток времени определяют по формуле

$$\Delta V_i = Q_i \cdot t_i, \quad (8.8)$$

$$\Delta V_i = \mu F_i \cdot \mathcal{G}_{T_i} \cdot t_i = \mu F_i \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_i / \rho_T} \cdot t_i,$$

где ΔV – подача топлива (мм³) за время t_i , соответствующее одному градусу поворота вала насоса; μF_i – эффективное проходное сечение распылителя для определенного хода (подъем) иглы (см. рис. 8.1); ΔP_i – средняя величина давления топлива (Н/м²) перед сопловыми отверстиями на различных участках подъема иглы (см. рис. 8.3).

По данной характеристике определяют количество топлива (мм^3), поданного на любом участке подачи топлива (в зависимости от хода иглы).

8.4. Расчет дифференциальной характеристики впрыскивания при помощи современной вычислительной техники

Расчет на ЭВМ значительно снижает время, связанное с определением параметров дифференциальной характеристики впрыска. Но последовательность расчета и формулы остаются без изменения. В табл. 8.2 приведены результаты расчета топливной аппаратуры дизеля КамАЗ -740 с использованием ЭВМ на режиме номинальной мощности. Частота вращения кулачкового вала насоса равнялась 1300 мин^{-1} , давление открытия иглы (статическое) 22 МПа, цикловая подача – 80 мм^3 .

Таблица 8.2
Результаты расчета на ЭВМ топливной аппаратуры
дизеля КамАЗ -740

| Угол поворота кулачкового вала | Подъем иглы, мм | μF , мм^2 | Давление топлива в форсунке, МПа | Подача топлива в мм^3 за 1^0 | Давление топлива перед сопловыми отверстиями, МПа |
|--------------------------------|-----------------|-------------------------|----------------------------------|---|---|
| 27 | 0,0 | 0,0 | 6,35 | 0,0 | 0,0 |
| 28 | 0,0 | 0,0 | 11,28 | 0,0 | 0,0 |
| 29 | 0,0 | 0,0 | 19,42 | 0,0 | 0,0 |
| 30 | 0,008 | 0,025 | 31,52 | 0,588 | 0,11 |
| 31 | 0,232 | 0,35 | 30,45 | 13,80 | 58,59 |
| 32 | 0,300 | 0,40 | 39,63 | 10,72 | 35,34 |
| 33 | 0,300 | 0,40 | 50,26 | 12,10 | 45,07 |
| 34 | 0,300 | 0,40 | 51,76 | 12,31 | 46,65 |
| 35 | 0,300 | 0,40 | 43,47 | 11,31 | 39,38 |
| 36 | 0,300 | 0,40 | 29,30 | 9,32 | 26,71 |
| 37 | 0,298 | 0,39 | 11,99 | 3,50 | 33,62 |
| 38 | 0,075 | 0,05 | 10,42 | 0,20 | 3,78 |
| 39 | 0,0 | 0,0 | 13,76 | 0,0 | 0,0 |
| 40 | 0,0 | 0,0 | 10,07 | 0,0 | 0,0 |

Дифференциальная характеристика (скорость подачи топлива в мм³ за один градус поворота валика насоса) получается расчетным путем на ЭВМ. Программа позволяет определить величину давления за сопловыми отверстиями, что очень важно при расчете характеристик распыливания топлива. Дополнительно программа может определить величину давления в штуцере насоса, ход нагнетательного клапана, значение давления прямой и отраженной волн, нагрузку на привод плунжерной пары кулачок – толкатель.

Экономичность и токсичность двигателя в значительной степени зависят от формы дифференциальной характеристики впрыска. Общие требования для выбора дифференциальной характеристики впрыскивания могут быть сформулированы следующим образом:

1. В начале впрыска скорость подачи топлива в цилиндр должна быть не большой. Впрыск малой порции топлива до основной порции уменьшит период задержки самовоспламенения топлива и снизит жесткость процесса сгорания.

2. Основная масса топлива должна подаваться с возрастающей скоростью, обеспечивая достижение распыленному топливу наиболее удаленных точек камеры сгорания, улучшая использование кислорода воздуха.

3. Впрыск топлива должен заканчиваться резко.

4. Процесс топливоподачи должен быть согласован с движением воздушного заряда.

5. Для выполнения указанных выше условий необходимо управление интенсивностью подачи топлива и интенсивностью воздушного вихря или создание интеллектуальной (умной) системы топливоподачи и смесеобразования.

8.5. Построение интегральной характеристики впрыскивания

Интегральная характеристика впрыска (суммарная) определяет количество топлива, поступившего из распылителя форсунки от начала впрыска (н.в.) до любого его момента подачи. Общее количество поданного топлива за цикл называют **цикловой подачей**.

Интегральная характеристика (рис. 8.5) получается путем сложения предыдущей подачи топлива с последующей (см. табл. 8.1). На характеристике идет накопление подачи топлива за впрыск. Данная характеристика получается интегрированием дифференциальной характеристики. По интегральной характеристике находят долю подан-

ного и выгоревшего топлива на различных участках процесса подачи топлива, а также температуру и давление газов в цилиндре.

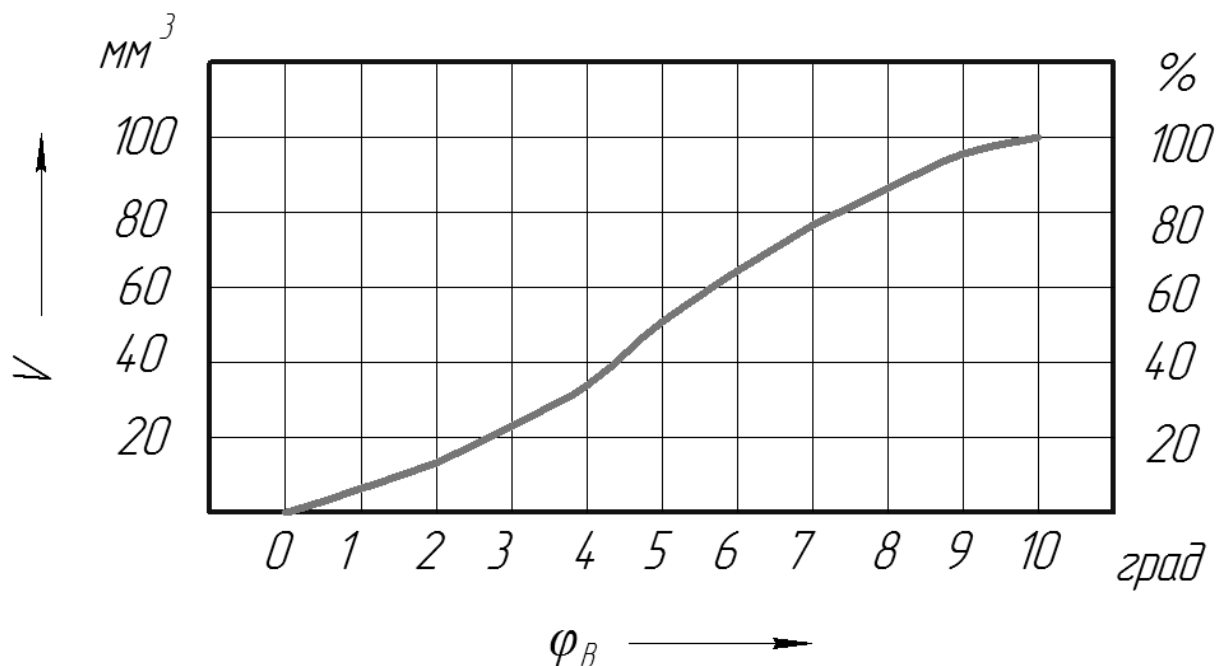


Рис. 8.5. Интегральная характеристика впрыска

Зависимость интегральной характеристики впрыска топлива от угла поворота валика насоса (времени) определяют по формуле

$$V = \int_{\varphi_{н.в}}^{\varphi_к} f(\varphi_к) \cdot d\varphi_к = \int_{t_{н.в}}^t f(t) \cdot dt. \quad (8.9)$$

Величину цикловой подачи проверяют на топливном стенде, к которому крепится насос высокого давления и подключается система питания. Форсунки устанавливают в специальные гнезда стенда и соединяются с секциями насоса трубопроводами высокого давления. Впрыск топлива происходит без противодействия. Завод-изготовитель, разрабатывая инструкции по диагностике и обслуживанию топливной аппаратуры, учитывает это. Например, подача топлива за цикл на номинальном режиме работы двигателя составляет 95 мм^3 , а на испытательном стенде — 100 мм^3 . Значение цикловой подачи на стенде должно быть на 5 – 10 % больше, чем на двигателе.

Содержание отчета

- 1. Наименование и цель работы.*
- 2. Выполнить расчет и построить интегральную и дифференциальную характеристики впрыска по конкретной осциллограмме подачи топлива.*
- 3. Провести расчет на ЭВМ процесса подачи топлива для конкретного двигателя, работающего на номинальном режиме.*
- 4. По результатам расчета процесса впрыска построить характеристики впрыска топлива в зависимости от угла поворота вала насоса (давление перед сопловыми отверстиями, ход иглы, дифференциальную и интегральную характеристики впрыска).*
- 5. Выводы по работе.*

Контрольные вопросы

- 1. Что называют цикловой подачей топлива и как она определяется?*
- 2. Что представляют собой характеристики впрыска топлива?*
- 3. Что называют интегральной и дифференциальной характеристиками впрыска?*
- 4. Что называют эффективным проходным сечением распылителя и его выбор по номограмме?*
- 5. Последовательность расчета дифференциальной характеристики подачи топлива.*
- 6. Последовательность расчета интегральной характеристики.*

Практическая работа № 9

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

9.1. Цель и задачи практической работы

Цель практической работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Управление процессом впрыска топлива».

Задачи. Приобретение навыков по устройству и расчету форсунок с управляемым процессом впрыска.

9.2. Общие сведения

Основным недостатком форсунок с гидромеханическим управлением является неизменность характеристики подачи топлива на конкретном режиме работы двигателя. Механическое управление не позволяет изменить форму дифференциальной характеристики, разбить ее на требуемые участки.

Применение форсунок с электронным управлением позволяет получать характеристики различной формы – ступенчатой, многофазной. Ступенчатая характеристика применяется для снижения жесткости сгорания топлива.

При ранней подаче в цилиндр малой (запальной) порции топлива (5 – 10 %) оно самовоспламеняется и горит, повышая температуру в камере сгорания. В этот момент подается основная порция топлива, которая воспламеняется без задержки и сгорает более эффективно с малой жесткостью.

На рис. 9.1 приведена аккумуляторная система впрыска с электрогидравлическим управлением иглы распылителя форсунки (Common Rail). Система работает следующим образом. Из бака 1 топливо при помощи насоса низкого давления 6 подается через фильтр 7 в головку насоса высокого давления 3. Насос имеет три плунжера малого диаметра, расположенные радиально по окружности через 120° . Три рабочих хода каждого плунжера за один оборот позволяют обеспечить незначительную нагрузку на вал привода с эксцентриковыми кулачками. Величина создаваемого давления регулируется клапаном, открытие которого регулируется при помощи электромагнита, управляемого при помощи электронного блока 16.

На режиме холостого хода давление достигает 40 – 50 МПа, а на режиме номинальной мощности и близких к нему – 100 – 200 МПа. Давление, создаваемое насосом, по трубопроводу высокого давления 5 передается в аккумулятор 9. Для уменьшения колебаний давления его объем рекомендуется более 100 см³. Аккумулятор 9 и форсунка 11 соединены при помощи трубопровода высокого давления. Пещность распылителя заполнена топливом под давлением, которое создается в аккумуляторе 9. Дополнительно топливо под давлением поступает через впускное отверстие в камеру управления иглой форсунки.

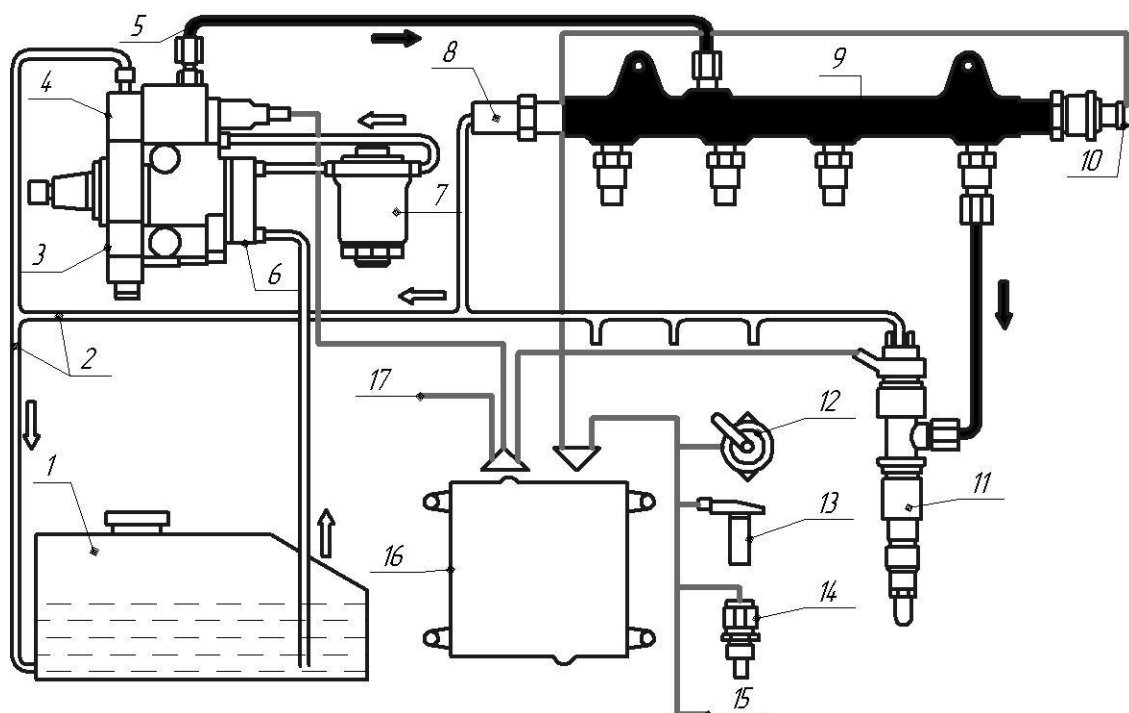


Рис. 9.1. Схема системы питания дизельных двигателей Common Rail:
 1 – топливный бак; 2 – сливная магистраль; 3 – ТНВД; 4 – регулятор давления;
 5 – топливопровод высокого давления; 6 – топливоподкачивающий насос;
 7 – фильтр; 8 – предохранительный клапан; 9 – гидроаккумулятор; 10 – датчик
 давления; 11 – электрогидравлическая форсунка; 12 – датчик педали акселерато-
 ра; 13 – датчик частоты вращения и положения коленчатого вала; 14 – датчик
 для измерения температуры; 15 – другие датчики; 16 – блок управления;
 17 – другие исполнительные устройства

В настоящее время совместно с электромагнитным управлением иглой распылителя форсунки применяют пьезокварцевое управление. При подаче высокого напряжения на столбик пьезокварцевых пластин его длина изменяется (рис. П.7), что позволяет осуществлять не-

сколько подъемов и посадок иглы форсунки за время подачи топлива в камеру сгорания.

Время срабатывания пьезоэлектрической форсунки – менее 0,00001с. В ней используется пакет из нескольких сотен миниатюрных кристаллов, встроенных в корпус форсунки. Пакет пьезометрических кристаллов передает усилие на иглу без трения. Повышение быстродействия дает возможность уменьшить интервал между последовательными впрысками и повысить управляемость процесса впрыска и сгорания топлива. Управление подачей топлива позволяет снизить расход топлива, шум двигателя и токсичность отработавших газов.

9.3. Формы дифференциальной характеристики впрыскивания

На рис. 9.2 показаны различные формы дифференциальных характеристик с управляемым процессом впрыска. Ступенчатую характеристику (рис. 9.2, *a*) можно получить, применяя форсунку с гидромеханическим управлением иглы. В корпусе форсунки имеются две пружины с различной жесткостью (рис. 9.3.) Форсунка имеет устройство, ограничивающее ход иглы в интервале 0 – 0,1 (Δy_1) и 0,1 – 0,3 мм (Δy_2). В первом интервале подъема иглы срабатывает одна пружина, а во втором – две [3].

Для получения двухфазной подачи топлива желательно применение электрогидравлического управления движением иглы (рис. 9.2, *б*). Для многофазных характеристик необходимы форсунки с электронным или пьезокварцевым управлением иглы (рис. 9.2, *в* и 9.2, *г*).

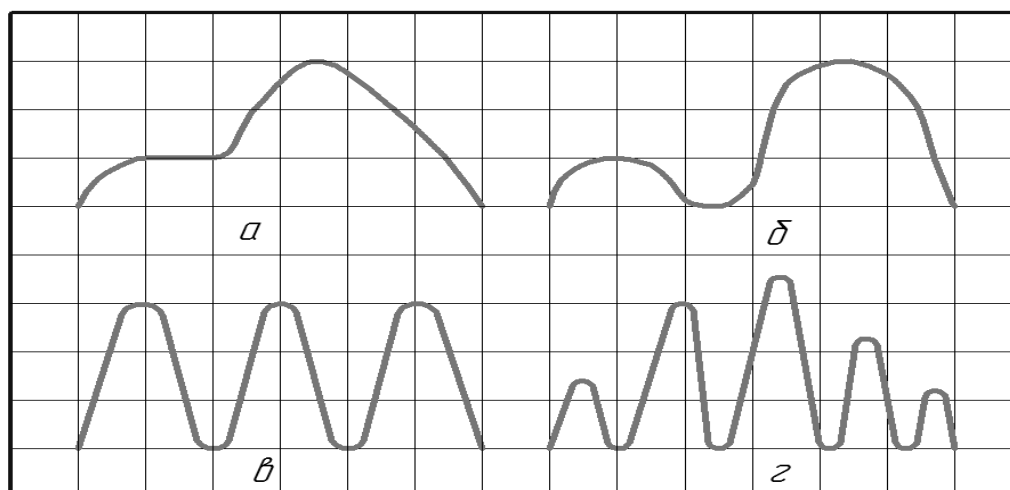


Рис. 9.2. Ступенчатые и многофазные дифференциальные характеристики впрыска топлива

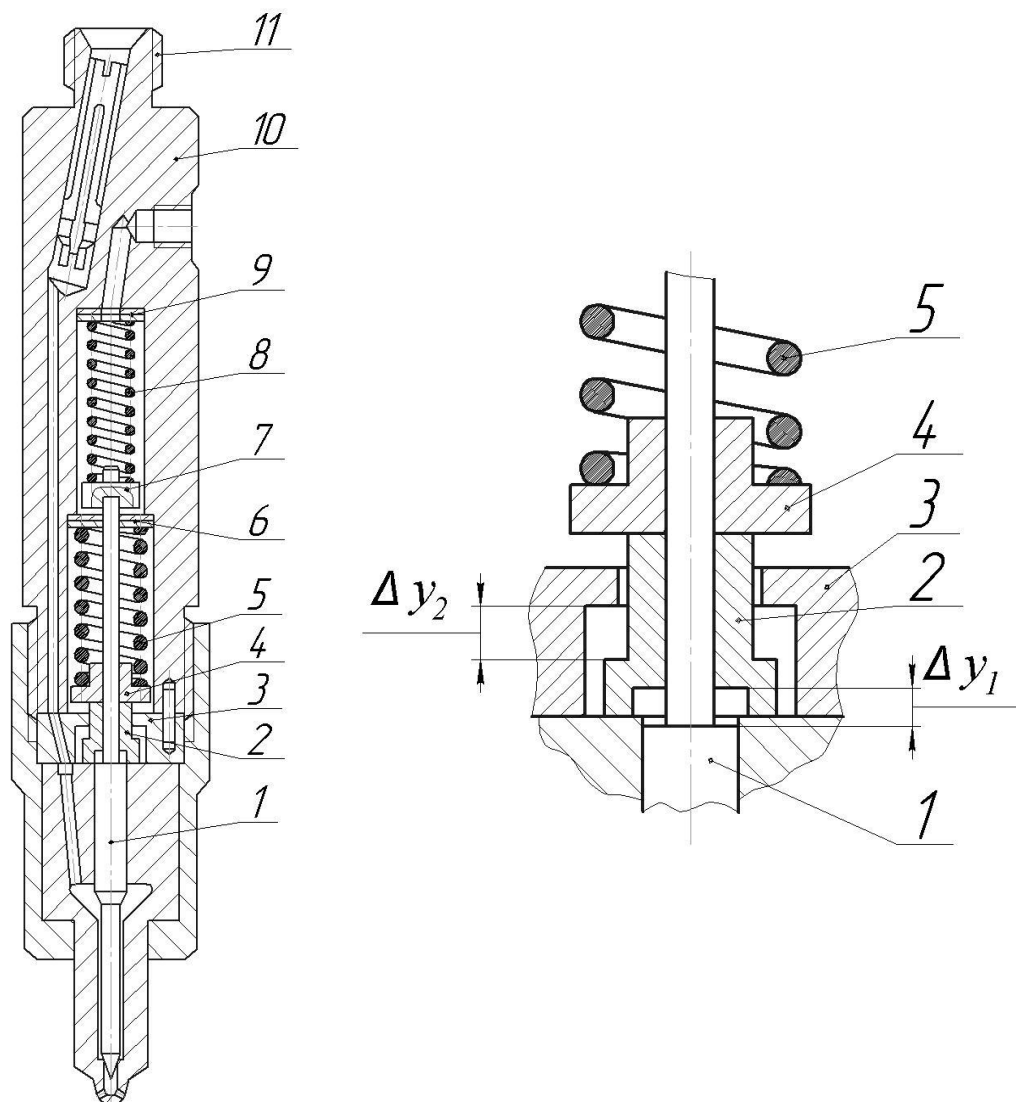


Рис. 9.3. Форсунка механическая со ступенчатой характеристикой впрыска топлива: 1 – игла распылителя с удлиненным штоком; 2 – втулка с проточкой; 3 – проставка; 4, 7 – тарелки пружин; 5 – пружина; 6, 9 – регулировочные прокладки; 10 – корпус форсунки; 11 – штуцер

9.4. Устройство и принцип работы форсунки с электромагнитным управлением

На рис. 9.4. приведена принципиальная схема форсунки с электрогидравлическим управлением иглы. Под действием пружины 2 якорь 3 находится в нижнем положении и конусом штока закрывает отсечное отверстие 4. Из аккумулятора 12 с постоянным давлением, например, 100 МПа топливо поступает в подводящий канал 10 форсунки и через впускной канал 11 в камеру управления 13. Давление топлива во всех полостях форсунки выравнивается.

Так как площадь управляющего поршня 5 больше площади иглы, то сила со стороны поршня превышает силу со стороны иглы 8 и она находится в закрытом состоянии. Впрыск топлива в камеру сгорания не происходит. При подаче управляющего сигнала на обмотку электромагнита 1 якорь 3, преодолевая усилие пружины 2, движется вверх, открывая отсечное отверстие 4. Давление в камере управления 13 резко снижается, усилие со стороны иглы 8 будет превышать усилие со стороны поршня 5 и она будет двигаться вверх. Под давлением в аккумуляторе 12 топливо поступает к сопловым отверстиям 9 и в распыленном виде подается в камеру сгорания.

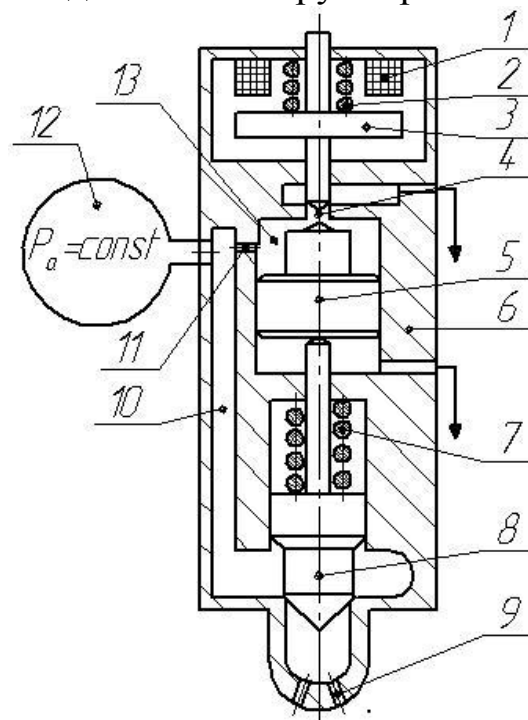


Рис. 9.4. Схема форсунки с электромагнитным управлением: 1 – электромагнит; 2, 7 – пружины; 3 – якорь с уплотняющим конусом; 4 – отсечное калиброванное отверстие (жиклёр); 5 – поршень; 6 – корпус форсунки; 8 – игла распылителя; 9 – сопловые отверстия; 10 – подводящий калиброванный канал (жиклёр); 11 – впускное отверстие; 12 – аккумулятор

Объемная подача топлива за впрыск зависит от величины давления в аккумуляторе 12 и продолжительности управляющего сигнала в обмотке электромагнита 1. Применение форсунки данного типа позволяет изменять угол опережения подачи топлива и форму характеристики впрыска.

На рис. 9.5 приведен разрез форсунки с электромагнитным управлением иглы [3].

9.5. Основы расчета системы управления форсунки с электромагнитным управлением

Игла распылителя 2 форсунки (см. рис. 9.5) в нерабочем состоянии прижимается к седлу корпуса распылителя 1 пружиной 6 через втулку 5 с проточкой. Это предотвращает поступление воздуха в полость форсунки. Пружина 17 через шток якоря 13 прижимает шариковый клапан 12, который закрывает (открывает) отсечной жиклёр 11, обеспечивая перепад давления над управляющим поршнем 10 и иглой распылителя 2.

Управляющий поршень 10 имеет наружный диаметр 4,3 мм ($S_n = 14,5 \text{ мм}^2$), входит с диаметральной зазором 2 – 4 мкм во втулку 9, образуя прецизионную пару. Уплотнение поршня 10 и отверстия во втулке 9 выполняется плоской поверхностью или в виде конуса с диаметром 1,5 мм ($S_k = 1,8 \text{ мм}^2$). Игла 2 распылителя имеет наружный диаметр 4 мм ($S_u = 12,5 \text{ мм}^2$), диаметр внешнего посадочного конуса 2,2 мм ($S_{вк} = 3,79 \text{ мм}^2$). Дифференциальная площадка иглы $S_{диф}$, на которую действует давление топлива до ее подъема, равна 8,7 мм². Давление на входе в форсунку 110 МПа. Есть системы подачи топлива, у которых давление в аккумуляторе достигает 150 – 200 МПа. Ход иглы $У$ равен 0,2 мм, в процессе эксплуатации топливной аппаратуры он увеличивается. Объем камеры управления принят 30 мм³, максимальное рабочее давление в ней – 100 МПа.

В табл. 9.1 приведены расчетные значения сил, которые действуют до начала впрыска со стороны управляющего поршня 10 (штока) и со стороны дифференциальной площадки иглы 2.

Таблица 9.1

Расчетные значения сил со стороны управляющего поршня и иглы

| $P_{п}$, МПа | $F_{п}$, Н | $F_{диф}$, Н | ΔF , Н | $У$, мм | $S_{диф}$, мм ² |
|---------------|-------------|---------------|----------------|----------|-----------------------------|
| 100 | 1450 | 957 | -493 | 0 | 8,7 |
| 90 | 1305 | 957 | -348 | 0 | 8,7 |
| 80 | 1160 | 957 | -203 | 0 | 8,7 |
| 70 | 1015 | 957 | -58 | 0 | 8,7 |
| 66 | 957 | 957 | 0 | 0 | 8,7 |
| 50 | 725 | 957 | +232 | 0 | 8,7 |
| 40 | 580 | 957 | +378 | 0,1 | 12,5 (S_u) |

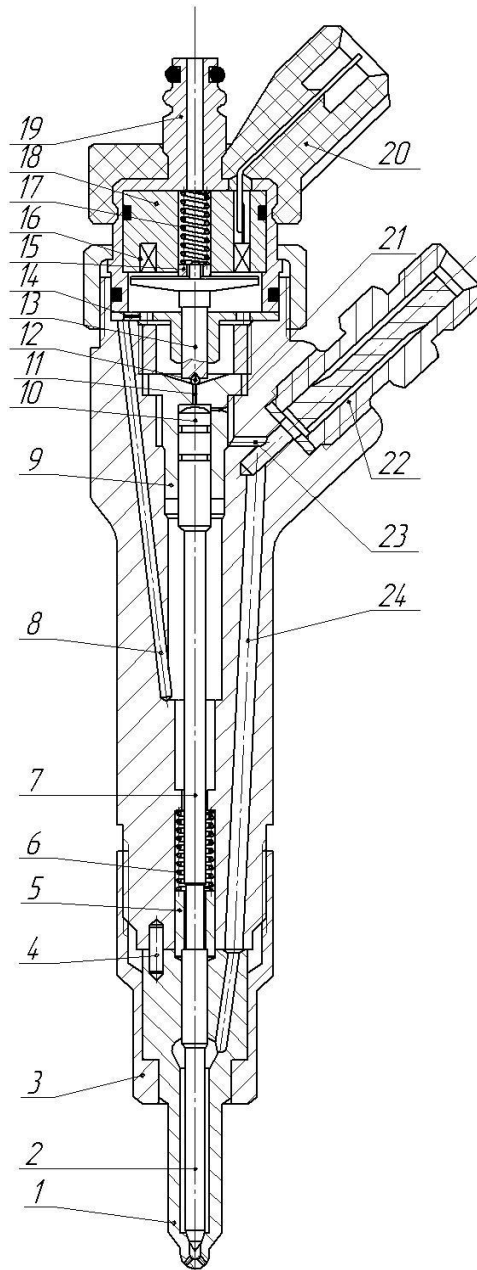


Рис. 9.5. Форсунка с электромагнитным управлением:

1 – корпус распылителя; 2 – игла распылителя; 3 – гайка стяжная;
 4 – штифт установочный; 5 – втулка, передающая усилия пружины 6 на иглу;
 7 – шток, действующий на иглу; 8 – канал для отвода утечек топлива; 9 – втулка;
 10 – управляющий поршень; 11 – отсечной жиклёр ($d_2=0,5$ мм); 12 – шариковый управляющий клапан; 13 – шток якоря; 14 – отверстие для отвода утечек;
 15 – втулка, передающая усилия от пружины на шток якоря; 16 – катушка электромагнита; 17 – пружина штока якоря; 18 – сердечник электромагнитного клапана; 19 – штуцер для отвода топлива; 20 – разъем подключения питания к электромагнитной катушке; 21 – дополнительный жиклёр ($d_1=0,5$ мм); 22 – штуцер подвода топлива из аккумулятора; 23 – отверстие для подвода топлива к управляющему поршню; 24 – отверстие для подвода топлива к распылителю

Из анализа табл. 9.1 следует, что при давлении в камере управления 66 МПа силы от давления топлива, действующие на шток и иглу, выравниваются. При давлении над управляющим поршнем менее 40 МПа, дополнительно преодолевая силы инерции, игла открывается. При подъеме иглы на 0,2 мм за время $1,25 \cdot 10^{-4}$ ($1,5^0$) ее скорость достигает 1,6 м/с, а ускорение – 12 800 м/с². При массе подвижных частей равных 15 г, сила инерции составит 192 Н.

При подъеме иглы давление топлива воздействует на всё её поперечное сечение. Под действием большой по величине подъемной силы игла мгновенно поднимается. Под давлением 110 МПа топливо подается в камеру сгорания при полностью открытых сопловых отверстиях. При учете противодействия в цилиндре (например, 5 МПа) перепад давления при впрыске топлива составит 105 МПа. Количество впрыскиваемого топлива зависит от эффективного проходного сечения распылителя (например 0,15 мм²), перепада давления и времени открытия иглы (например 0,001 с).

Объемную теоретическую подачу топлива из распылителя за впрыск (цикловую подачу, м³) можно определить из выражения

$$q_u = \mu F \cdot \mathcal{G}_T \cdot t = \mu F \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}} \cdot t, \quad (9.1)$$

где μF – эффективное проходное сечение распылителя, м²; \mathcal{G}_T – теоретическая скорость истечения топлива, м/с; ΔP – средняя величина давления топлива перед сопловыми отверстиями, Н/м²; ρ_T – плотность топлива, кг/м³; t – время впрыска, с.

При $\Delta P = 105 \cdot 10^6$ Н/м² и $\rho_T = 850$ кг/м³ величина $\mathcal{G}_T = 497$ м/с. Для $\mu F = 0,15 \cdot 10^{-6}$ м² и времени впрыска 0,001 с количество поданного топлива за цикл (впрыск) составит $74 \cdot 10^{-9}$ м³, или 74 мм³.

На рис. 9.6. показаны осциллограммы изменения давления над штоком управления, подъема иглы, ее скорости и управляющего сигнала на обмотке электромагнита.

Продолжительность подъема иглы форсунки вычисляется как время, прошедшее с момента подачи управляющего сигнала (момент открытия отсечного отверстия) до момента, когда скорость иглы меняет знак с положительного на отрицательный. При этом игла достигнет верхнего упора или будет совершать колебательные движения относительно некоторой позиции, близкой к максимальному подъему иглы. Продолжительность посадки иглы определяется как время,

прошедшее с момента отключения управляющего сигнала (перекрытия отсечного дросселя) до момента посадки иглы на седло.

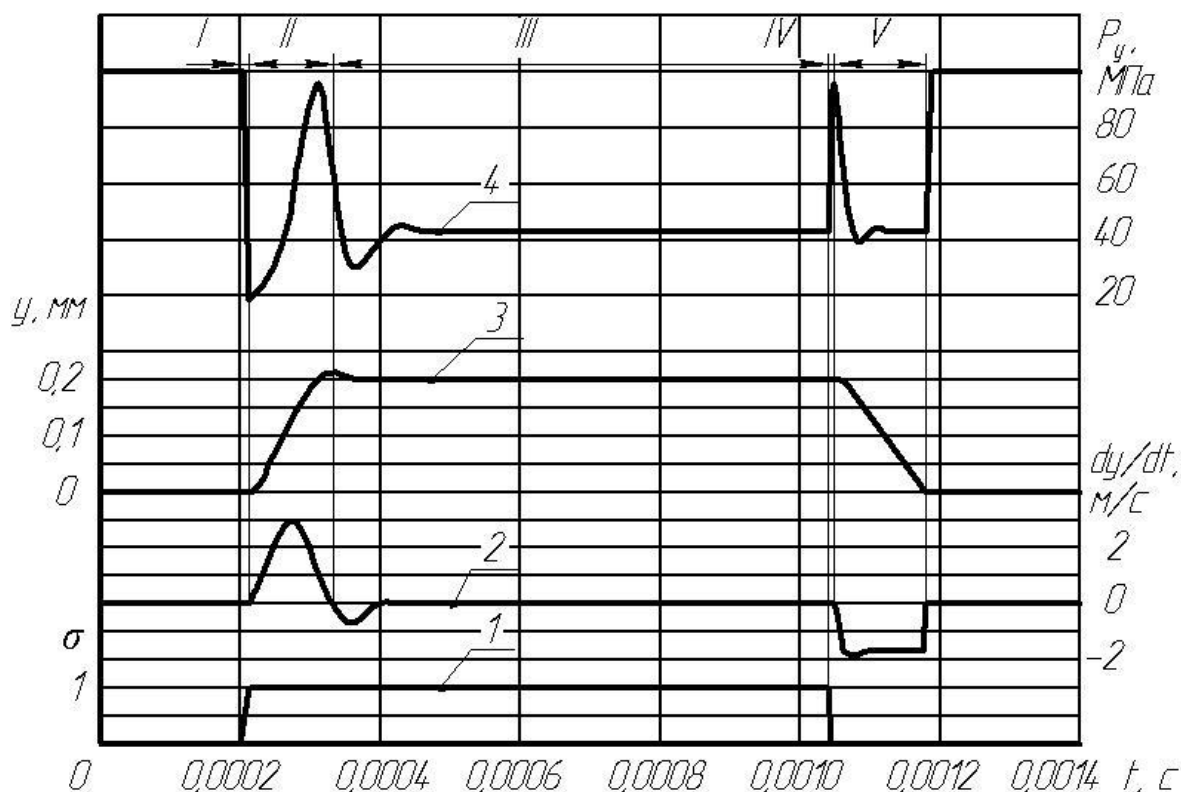


Рис. 9.6. Осциллограммы изменения управляющего сигнала в обмотке электромагнитного клапана 1; скорости движения иглы 2; движения иглы распылителя форсунки 3; давления топлива над управляющим штоком 4. I – время от начала подачи управляющего сигнала на обмотку электромагнита до начала подъема иглы; II – время от начала до полного подъема иглы; III – время впрыска; IV – время от начала прекращения подачи управляющего сигнала до начала посадки иглы; V – время посадки иглы

Время впрыска t (с), продолжительность φ (град) зависят от количества циклов подачи топлива в минуту (n) и связаны выражением

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot t. \quad (9.2)$$

Откуда, например,
$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot n} = \frac{12}{6 \cdot 2000} = 0,001 \text{ с.}$$

В быстроходных дизелях с интенсивным процессом подачи топлива в камеру сгорания продолжительность впрыска основной порции топлива составляет $10 - 12^\circ$.

Если диаметр управляющего поршня 4,3 мм, а его максимальный ход 2 мм, то с учетом конструктивных соображений полный объем камеры управления составит примерно $V_y = 30 \text{ мм}^3$. Часть данного объема вытесняется управляющим поршнем и наполняется из аккумулятора. Известно, что когда клапан закрыт, давление в камере управления и аккумуляторе равны, но при открытии клапана давление в камере управления резко падает, так как предварительно сжатое топливо вытекает через отсечное отверстие.

Давление в камере управления определяется выражением

$$P_y = V_o / (\alpha_c \cdot V_y), \quad (9.3)$$

где P_y – давление в объеме камеры управления V_y ; α_c – коэффициент сжимаемости топлива ($6 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$); V_o – объем топлива, вытекающий через отсечное отверстие.

В табл. 9.2 приведены расчетные данные для создания требуемого давления топлива в ограниченном объеме (аккумуляторе, камере управления) от величины сжатия ΔV , в процентах.

Таблица 9.2

Изменение давления дизельного топлива от величины его сжатия в замкнутом объеме

| | | | | | | | | | |
|----------------|---|----|----|----|----|-----|-----|-----|------|
| P , МПа | 0 | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 150 | 200 | 250 |
| ΔV , % | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7,5 | 10 | 12,5 |

Если уменьшить величину сжатия топлива (путем слива) на 4 %, находящегося под давлением 100 МПа в объеме 30 мм^3 , то давление снизится до 20 МПа. Топливо было сжато на 5 % (см. табл. 9.2), а путем слива сжатие уменьшилось до 1 %. На этом принципе уменьшается давление в полости управления и происходит подъем иглы под действием более высокого давления в аккумуляторе.

При подъеме штока на 0,2 мм топливо вытесняется объемом $2,9 \text{ мм}^3$. При диаметре отсечного отверстия 0,5 мм его площадь составит $0,196 \text{ мм}^2$. При коэффициенте расхода 0,7 эффективное проходное сечение составит $0,14 \text{ мм}^2$. Зная сечение штока ($14,5 \text{ мм}^2$), его среднюю скорость (0,8 м/с), эффективное проходное сечение отсечного жиклёра ($0,14 \text{ мм}^2$), используя уравнение постоянства расходов, определим скорость в канале отсечного жиклёра, которая составит 83 м/с.

Из отсечного жиклёра при его открытии вытекает топливо за впрыск объемом, равным

$$V_{ц} = \mu F_{жс} \cdot g_{жс} \cdot t = \mu F_{жс} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}} \cdot t, \quad (9.4)$$

где $\mu F_{жс}$ – эффективное проходное сечение жиклёра, м²; $g_{жс}$ – теоретическая скорость истечения топлива через жиклёр, м/с; ΔP – средняя величина давления топлива в камере управления, Н/м²; ρ_T – плотность топлива, кг/м³; t – время впрыска, с.

При среднем давлении в камере управления $\Delta P = 67 \cdot 10^6$ Н/м², $\rho_T = 850$ кг/м³, $\mu F_{жс} = 0,14 \cdot 10^{-6}$ м² и времени 0,001 с количество сливаемого топлива из камеры управления за впрыск составит $55 \cdot 10^{-9}$ м³, или 55 мм³. За одну минуту совершается 2000 циклов и объем сливаемого топлива составит 110 000 мм³, или 110 см³.

В процессе диагностики форсунки с электромагнитным управлением величина сливаемого топлива служит критерием ее состояния. При номинальной частоте вращения коленчатого вала количество топлива на сливе не должно превышать 150 см³ в минуту на одну форсунку. Если эта цифра превышена, форсунка должна быть заменена [1].

На рис. 9.7 показана дифференциальная характеристика (однофазная) подачи топлива аккумуляторной системой с электромагнитным управлением иглы форсунки. Площадь под кривой в определенном масштабе представляет собой действительную подачу топлива за цикл (впрыск). Для продолжительности впрыска 0,001 с и средней скорости впрыскивания dV/dt , равной $47 \cdot 10^3$ мм³/с, подача топлива за цикл составит 47 мм³.

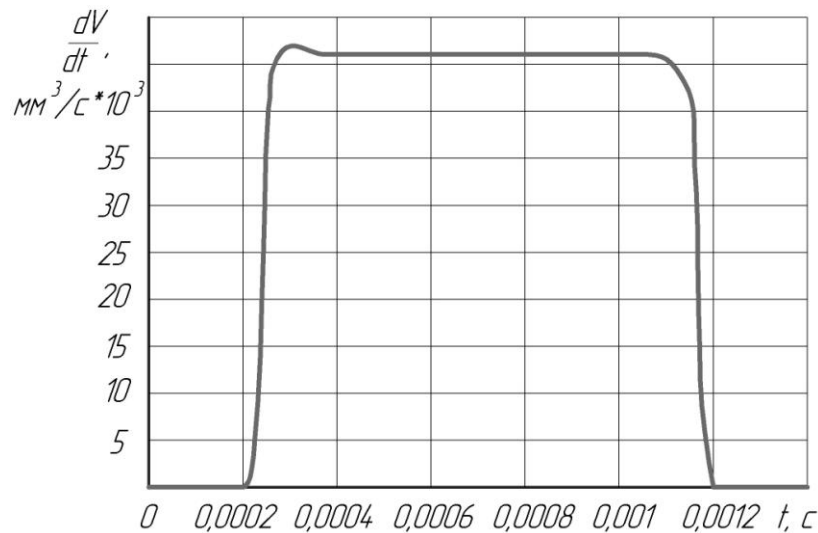


Рис. 9.7. Дифференциальная характеристика основной подачи топлива

На рис. 9.8 приведена характеристика с запальной и основной подачей топлива (двухфазная характеристика).

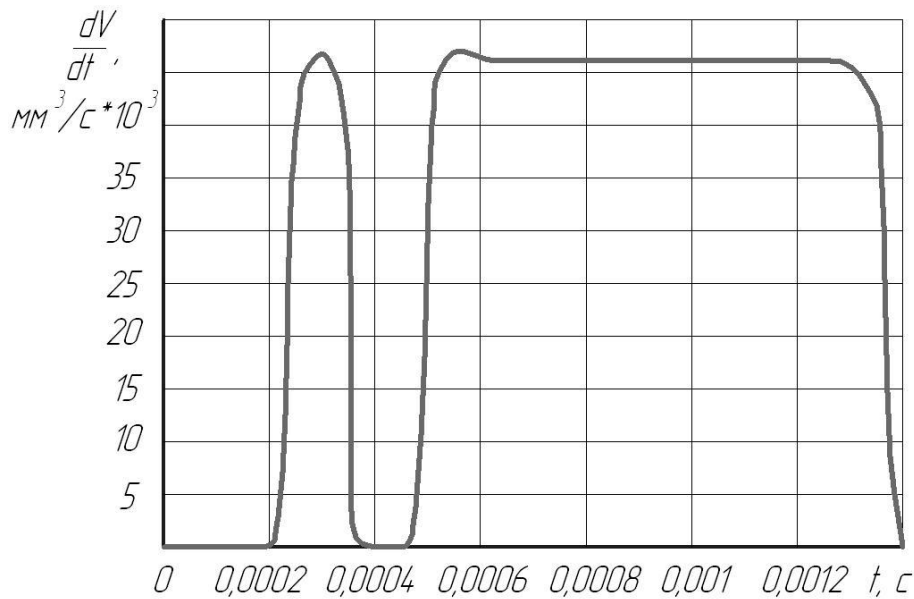


Рис. 9.8. Дифференциальная характеристика дополнительной (запальной) и основной подачи топлива

Содержание отчета

1. *Наименование и цель работы.*
2. *Принцип работы форсунки с электронным управлением, ее чертеж.*
3. *Вычертить формы дифференциальных характеристик и описать каким способом их можно получить.*
4. *Выполнить расчет сил, действующих на управляющий поршень и иглу.*
5. *Вычертить дифференциальную характеристику с запальной и основной подачей топлива.*
6. *Выводы по работе.*

Контрольные вопросы

1. *Для какой цели применяют управляемый процесс впрыска топлива?*
2. *Принцип работы форсунки с электромагнитным управлением.*
3. *Что называют цикловой подачей топлива и как она определяется?*
4. *Для какой цели используют двухфазные и многофазные характеристики впрыска?*
5. *Для какой цели служат отсечное и наполнительное отверстия?*
6. *От каких факторов зависит цикловая подача топлива в электромагнитной форсунке?*

Практическая работа № 10

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СТРУИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

10.1. Цель и задачи практической работы

Цель практической работы. Формирование и закрепление знаний по разделу курса «Распыливание топлива».

Задачи. Приобретение навыков по расчету мелкости распыливания топлива и дальности факела.

Перед началом практического занятия студент получает индивидуальное задание, в котором указывается тип двигателя, его мощность, вид топлива, частота вращения коленчатого вала, способ смесеобразования, тип камеры сгорания, ее размеры, число и диаметр сопловых отверстий, давление начала открытия иглы.

10.2. Расчет мелкости распыливания жидкого топлива

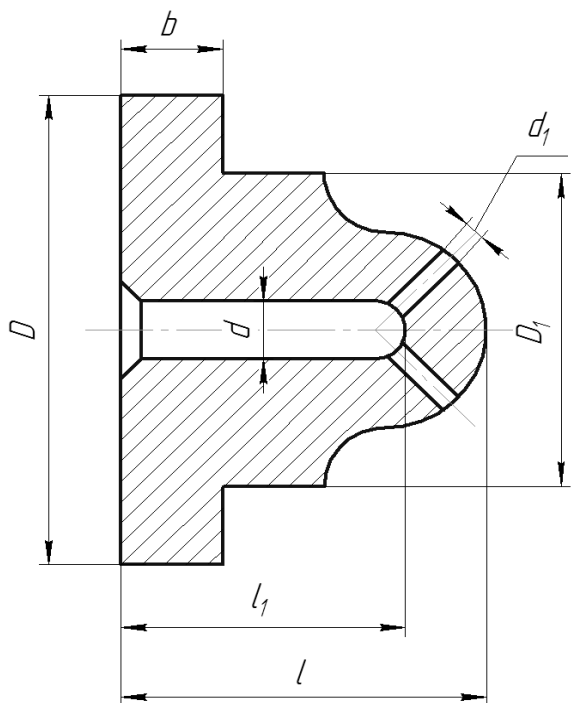


Рис. 10.1. Сопловый наконечник распылителя форсунки

В процессе подачи жидкого топлива в камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания определяют расход, скорость истечения, длину струи (факела) и мелкость распыливания. На рис. 10.1 показан съемный сопловый наконечник форсунки двигателя, а в табл. 10.1 приведены его основные размеры.

Топливо под высоким давлением подается в центральный канал и к сопловым отверстиям. Коэффициент расхода μ (отношение действительного расхода к теоретическому расходу) обычно равен 0,6 – 0,8.

Таблица 10.1

Основные размеры соплового наконечника

| D , мм | D_1 , мм | l , мм | l_1 , мм | d , мм | d_1 , мм | Число отверстий |
|----------|------------|----------|------------|----------|------------|-----------------|
| 12 | 8 | 14,5 | 6,5 | 1,5 | 0,3 | 8 |

Распылители автомобильных и тракторных дизелей имеют распылители, выполненные совместно с сопловым наконечником и меньшим числом сопловых отверстий.

Подача жидкого топлива к сопловым отверстиям производится под высоким давлением, обеспечивая требуемую мелкость распыливания и путь факела. Площадь поверхности струи распыленного топлива зависит от степени дробления струи на капли и их размеров. Обычно распыленное топливо представляется в виде совокупности мелких шариков с радиусом R , площадью поверхности $S_k = 4\pi R^2$ и объёмом $V_k = \frac{4}{3}\pi R^3$.

При диаметре капель $d_k = 2R$ площадь и объём будут равны

$$S_k = \pi d_k^2, \quad V_k = \frac{\pi d_k^3}{6}. \quad (10.1)$$

При оценке мелкости распыливания топлива пользуются различными средними диаметрами – средним арифметическим, средним объёмным, а также средним диаметром по Заутеру, который пропорционален отношению суммарного объёма всех капель к их суммарной поверхности (Иосиф Заутер – физик, математик, немецкий ученый, 1906 – 1983).

Средний диаметр по Заутеру [4]:

$$d_{32} = \frac{\sum N_i \cdot d_i^3}{\sum N_i \cdot d_i^2}, \quad (10.2)$$

где N_i – число капель с данным наружным диаметром; d_i – наружный диаметр капель данного размера.

Предположим, что факел распыленного топлива состоит из 1000 капель. Наружный диаметр 300 капель равен 20 мкм, а 700 капель –

10 мкм. Средний диаметр капель распыленного топлива по Заутеру составит 16 мкм.

Средний диаметр капель по Заутеру подсчитывают из условия равенства поверхностей и объемов (масс) капель истинных и средних размеров. Он позволяет оценить общую поверхность распыленного топлива. Качество распыливания по среднему диаметру Заутера характеризует диаметр капель однородного тумана, который для данного объема жидкости образовал бы ту же поверхность испарения, что и действительный туман. Уменьшение средних диаметров капель указывает на улучшение мелкости распыливания топлива.

Анализ работ по физическим процессам, вызывающим распад струи жидкости на капли, показал, что тонкость распыливания увеличивается: при уменьшении вязкости и коэффициента поверхностного натяжения, при увеличении перепада давления в сопловом отверстии, при увеличении давления среды, при уменьшении диаметра сопла.

Струя жидкости разделяется на капли в основном под воздействием капиллярного натяжения, колебательных явлений и скорости истечения, которая зависит от давления и диаметра соплового отверстия форсунки.

Диапазон, в котором проявляется действие капиллярного натяжения, соответствует скорости истечения порядка 1 м/с, колебательных явлений – 10 м/с. В диапазоне скорости порядка 100 м/с струя жидкости подвергается распыливанию, образуя туман за соплом форсунки.

10.3. Порядок расчета мелкости распыленного топлива

1. Определяем числа Вебера и Рейнольдса. Безразмерное число Вебера устанавливает связь между тремя параметрами, влияющими на мелкость распыливания жидкости, и может быть найдено из выражения [4, 6]:

$$We = \frac{\Delta P \cdot d_c}{\sigma}, \quad (10.3)$$

где ΔP – перепад давления (Н/м²) в сопловом отверстии и среды, куда производится впрыск; d_c – диаметр соплового отверстия, м; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м.

У жидкостей величина σ (Н/м) имеет следующие значения: вода – 0,0728; нефть – 0,026; дизельное топливо – 0,029; бензин – 0,022.

Число Рейнольдса, или режим движения, зависит от средней скорости движения жидкости \mathcal{G} (м/с), диаметра соплового отверстия d_c (м), кинематической вязкости жидкости ν (м²/с) и определяется выражением

$$\text{Re} = \frac{\mathcal{G} \cdot d_c}{\nu}. \quad (10.4)$$

2. Находим динамическую вязкость μ (Па·с), кинематическую вязкость ν (м²/с) и плотность вещества ρ (кг/м³), которые связаны выражением

$$\mu = \nu \cdot \rho. \quad (10.5)$$

3. Определяем безразмерный критерий Лапласа, связывающий четыре параметра, влияющие на мелкость распыливания жидкости [3]:

$$L_p = \frac{\rho_{ж} \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T}, \quad (10.6)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³; d_c – диаметр соплового отверстия, м; σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; μ_T – коэффициент динамической вязкости топлива, Н·с/м² (Па·с).

Значительное влияние на распыливание топлива оказывает величина скорости, с которой жидкость вытекает из соплового отверстия. Обычно результаты экспериментов приводят к критериальной форме.

Как показали многочисленные эксперименты, величина скорости вытекающего топлива \mathcal{G}_T , при которой начинается распад непосредственно у соплового отверстия, зависит от ряда факторов:

$$\mathcal{G}_T = f(\rho_T; \rho_в; \mu_T; \mu_в; \sigma; d_c), \quad (10.7)$$

где ρ_T , $\rho_в$ – соответственно плотность топлива и воздуха; μ_T ; $\mu_в$ – коэффициенты динамической вязкости топлива и воздуха; σ – поверхностное натяжение топлива; d_c – диаметр соплового отверстия.

Для придания уравнению безразмерного вида воспользуемся масштабами протяженности L , времени T и массы M . Выберем эти масштабы так, чтобы

$$\rho_T \cdot \frac{M}{L^3} = 1; \quad \sigma \cdot \frac{M \cdot L}{T^2 L} = 1; \quad d_c \cdot L = 1. \quad (10.8)$$

Тогда

$$L = \frac{1}{d_c}; \quad M = \frac{1}{d_c^3 \cdot \rho_T}; \quad T = \frac{\sigma^{0,5}}{d_c^{1,5} \cdot \rho_T^{0,5}}. \quad (10.9)$$

После приведения к безразмерной форме функциональное уравнение (10.7) примет вид

$$g_T \sqrt{\frac{\rho_T \cdot d_c}{\sigma}} = f \left(\frac{\mu_T}{\sqrt{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}}; \frac{\rho_v}{\rho_T}; \frac{\mu_v}{\mu_T} \right). \quad (10.10)$$

Введем обозначения

$$We = \frac{g_T^2 \cdot \rho_T \cdot d_c}{\sigma}; \quad L_p = \frac{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T^2}; \quad \mu_k = \frac{\mu_v}{\mu_T}; \quad \rho_k = \frac{\rho_v}{\rho_T}. \quad (10.11)$$

4. Находим на основании обработки экспериментальных результатов и теоретических предположений А.С. Лышевского, средний диаметр капель по Заутеру

$$d_{32} = d_c \cdot 2,68 \cdot (\rho_k \cdot We)^{-0,266} \cdot L_p^{-0,073}. \quad (10.12)$$

Пример 1. *Определить диаметр сопловых отверстий распылителя для подачи дизельного топлива в камеру сгорания под средним постоянным давлением 30 МПа ($30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$). Максимальное давление в полости форсунки 50 МПа. Плотность дизельного топлива при 20°С равна 850 кг/м^3 .*

В качестве примера определим расчетным путем суммарное значение проходного сечения сопловых отверстий распылителей, их число и диаметр для дизеля семейства КамАЗ.

Для режима номинальной мощности цикловую подачу ($V_{ц}$ или $q_{ц}$) для дизеля КамАЗ определим по формуле

$$V_{ц} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_n \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{210 \cdot 190 \cdot 1000}{8 \cdot 1100 \cdot 0,85 \cdot 60} = 90 \text{ мм}^3, \quad (10.13)$$

где q_e – удельный, эффективный расход топлива, $210 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$; N_e – эффективная номинальная мощность, 190 кВт ; i – число цилиндров, 8 ; n_n – частота вращения вала насоса, 1100 мин^{-1} ; ρ_T – плотность топлива, $0,85 \text{ г/см}^3$, или 850 кг/м^3 .

Главным параметром распылителя является его эффективное проходное сечение μF . Суммарная площадь сопловых отверстий F

зависит от диаметра отверстий и их количества. Величина μF для распылителей автотракторных дизелей соответствует $0,15 - 0,4 \text{ мм}^2$.

Для двигателей семейства КамАЗ мощностью от 154 до 265 кВт значение μF лежит в пределах $0,185 - 0,27 \text{ мм}^2$.

Определим теоретическую скорость истечения дизельного топлива через сопловые отверстия

$$g_T = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}}, \quad (10.14)$$

где ΔP – среднее по величине давление топлива перед сопловыми отверстиями.

$$g_T = \sqrt{2 \cdot 300 \cdot 10^5 / 850} \approx 265 \text{ м/с.}$$

Действительная максимальная скорость, при которой жидкость вытекает из сопловых отверстий,

$$g_D = g_T \cdot \mu = 265 \cdot 0,7 \approx 185 \text{ м/с,}$$

где $\mu = 0,7$ – коэффициент расхода.

Объемный расход топлива Q из распылителя ($\text{м}^3/\text{с}$) можно определить из выражения

$$Q = \mu F \cdot g_T = \mu F \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}}, \quad (10.15)$$

где μF – эффективное проходное сечение распылителя, м^2 ; g_T – теоретическая скорость истечения топлива, м/с ; ΔP – средняя величина давления топлива перед сопловыми отверстиями, Н/м^2 ; ρ_T – плотность топлива, кг/м^3 .

При $\Delta P = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ и $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ величина $g_T = 265 \text{ м/с}$.

Объемный расход топлива можно определить по количеству топлива, поданного в камеру сгорания ($V_y = q_y$) за время впрыска t :

$$Q = \frac{V_y}{t}. \quad (10.16)$$

Время впрыска t (с) и продолжительность впрыска φ (град) зависят от частоты вращения кулачкового вала n (мин⁻¹) и связаны выражением

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot t. \quad (10.17)$$

Откуда

$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot n} = \frac{10}{6 \cdot 1100} \approx 0,0015 \text{ с.}$$

В современных быстроходных дизелях с интенсивным процессом подачи топлива в камеру сгорания продолжительность впрыска составляет 10 – 12⁰ поворота кулачкового вала насоса.

Величина действительного объёмного расхода топлива через форсунку составит

$$Q = \frac{90}{0,0015} = 60\,000 \text{ мм}^3 / \text{с} = 0,00006 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Откуда

$$\mu F = \frac{Q}{\sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}}}, \quad (10.18)$$

$$\mu F = \frac{0,00006}{265} \approx 0,0000002 \text{ м}^2 = 0,2 \text{ мм}^2.$$

При величине коэффициента расхода, равного 0,7, суммарная площадь сопловых отверстий составит 0,28 мм². При числе сопловых отверстий 4 площадь сечения одного сопла F_c составит 0,07 мм².

Зная площадь соплового отверстия, определим его диаметр d_c .

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,07}{3,14}} \approx 0,30 \text{ мм}. \quad (10.19)$$

Пример 2. *Определить средний диаметр капель в процессе распыливания дизельного топлива, вытекающего из соплового отверстия диаметром 0,3 мм.*

Коэффициент поверхностного натяжения при 20 °С дизельного топлива 0,029 Н/м. Действительная скорость истечения жидкости из

соплового отверстия равна 185 м/с. Плотность топлива при 20 °С 850 кг/м³.

По формуле (10.11) находим критерий Вебера

$$We = \frac{g_D^2 \cdot \rho_T \cdot d_c}{\sigma} = \frac{185^2 \cdot 850 \cdot 0,0003}{0,029} \approx 300\,943.$$

Для нахождения критерия Лапласа определим коэффициент динамической вязкости. Кинематическая вязкость дизельного топлива при 20 °С составляет $4 \cdot 10^{-6}$ м²/с. При плотности 850 кг/м³ динамическая вязкость, согласно выражению (10.5), составит 0,0034 Н·с/м². По формуле (10.11) определим критерий Лапласа

$$L_p = \frac{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T^2} = \frac{850 \cdot 0,0003 \cdot 0,029}{0,0034^2} \approx 640.$$

Определим критерий плотности [выражение (10.11)] учитывая, что впрыск топлива производится в среду с противодавлением, равным 5 МПа. При температуре воздуха в конце такта сжатия 800 К плотность воздуха составит 21,6 кг/м³.

$$\rho_k = \frac{21,6}{850} \approx 0,025.$$

По формуле (10.12) определим средний диаметр капель распыленного топлива

$$\begin{aligned} d_{32} &= d_c \cdot 2,68 \cdot (\rho_k \cdot We)^{-0,266} \cdot L_p^{-0,073} = \\ &= 0,0003 \cdot 2,68 \cdot (0,025 \cdot 300943)^{-0,266} \cdot 640^{-0,073} \approx 0,00003 \text{ м} = 30 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

10.4. Определение длины распыленного топливного факела при впрыске в неподвижную среду

На рис. 10.2 показан факел распыленного топлива, где L_ϕ – длина факела, B_ϕ – ширина факела, γ_ϕ – угол конуса факела.

Расчетную длину факела от соплового отверстия до лидирующих капель можно определить из выражения [3]:

$$L_{\Phi} = \frac{d_c}{1,2} \left(\frac{g_D \cdot \tau}{d_c} \right)^{0,5} \cdot \frac{We^{0,105} \cdot M_x^{0,08}}{1,7 \cdot \rho_k^{0,5}}, \quad (10.20)$$

где d_c – диаметр соплового отверстия распылителя, м; g_D – действительная скорость истечения топлива из сопла, м/с; τ – время движения факела из распылителя, с; We – критерий Вебера (формула (10.11)); M_x – критерий Маха (отношение скорости потока жидкости к скорости звука); ρ_k – критерий плотности (отношение плотности воздуха к плотности топлива).

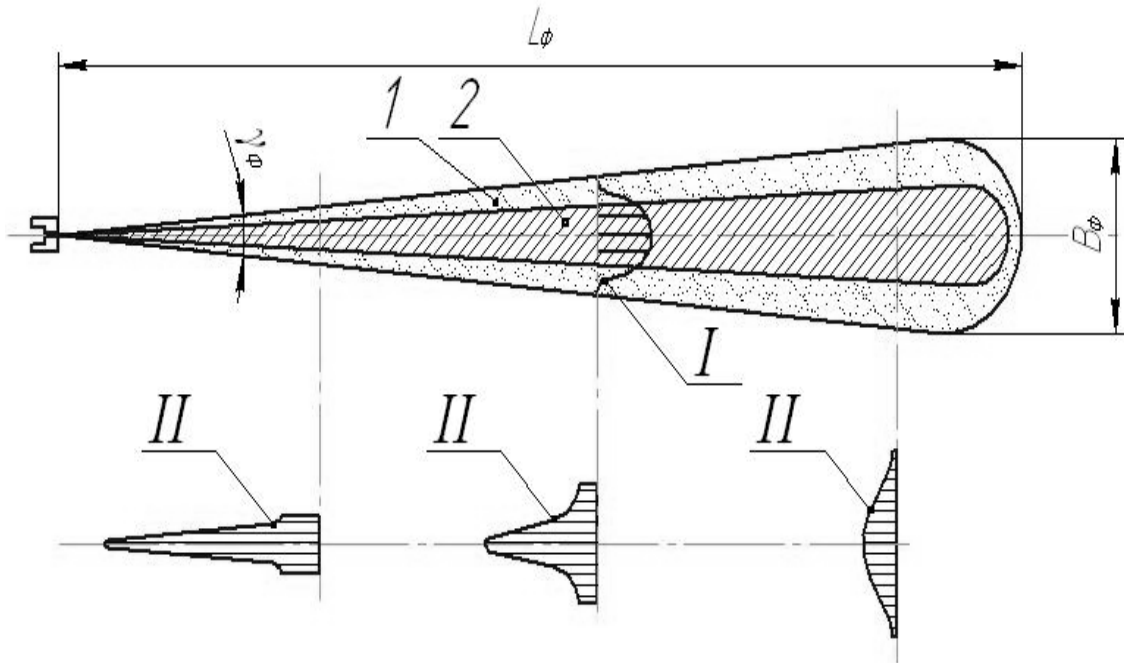


Рис. 10.2. Схема факела топлива:

I – скорость капель в поперечном сечении факела; *II* – распределение топлива в поперечных сечениях факела; *1* – внешние слои факела; *2* – внутренние слои факела

Пример 3. Определить путь L_{Φ} , пройденный факелом за время впрыска, равного 0,0015 с.

Диаметр сопла $d_c=0,3$ мм, действительная скорость вытекающего топлива из сопла $g_D=185$ м/с, критерий Вебера 300 943, критерий Маха 0,54, критерий плотности $\rho_k=0,025$.

$$L_{\Phi} = \frac{0,0003}{1,2} \left(\frac{185 \cdot 0,0015}{0,0003} \right)^{0,5} \cdot \frac{300\,943^{0,105} \cdot 0,54^{0,08}}{1,7 \cdot 0,025^{0,5}} \approx 0,1 \text{ м.}$$

Результаты расчета диаметра соплового отверстия, мелкости распыливания топлива его дальностью сводятся в табл. 10.2.

Таблица 10.2

Результаты расчета

| Диаметр соплового отверстия, мм | Количество сопловых отверстий | Средний диаметр капель, мкм | Пройденный путь факела за время впрыска, с |
|---------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|--|
| 0,1 | | | |
| 0,2 | | | |
| 0,3 | | | |

Содержание отчета

1. *Наименование и цель работы.*
2. *Выполнить расчеты по определению диаметра сопловых отверстий и их количества, мелкости распыливания, дальностью факела.*
3. *Выводы по работе.*

Контрольные вопросы

1. *Назначение сопловых отверстий распылителя форсунки.*
2. *Последовательность расчета по определению диаметра соплового отверстия.*
3. *Что называют мелкостью (дисперсностью) распыливания топлива?*
4. *Что представляет собой средний диаметр капель распыленного топлива по Заутеру?*
5. *Что называют дальностью факела?*

Библиографический список

1. *Губертус Гюнтер*. Диагностика дизельных двигателей. Серия «Автомеханик» / Гюнтер Губертус; пер. с нем. Ю.Г. Грудского. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 176 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 2.: Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая шк., 2005. – 400 с.
3. *Макушев Ю.П.* Системы питания быстроходных дизелей: учебное пособие / Ю.П. Макушев. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2004. – 181 с.
4. *Макушев Ю. П.* Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами / Ю.П. Макушев, Т.А. Полякова, Л.Ю. Михайлова и др.: учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2011. – 284 с.
5. Системы управления дизельными двигателями: пер. с нем. – 1-е рус. изд. – М.: ЗАО «За рулем», 2004. – 480 с.
6. *Шалай В.В.* Расчет параметров струи впрыскиваемого жидкого окислителя / В.В. Шалай, Ю.П. Макушев // Омский научный вестник. – 2010.– №1 (87).– С. 66 – 71.

ПРИЛОЖЕНИЕ

На рис. П.1 приведена схема топливной аппаратуры дизеля с механическим управлением насоса высокого давления, дозированием топлива отсечкой в конце подачи. В штуцере насоса установлен нагнетательный клапан перьевого типа с разгрузочным пояском. Форсунка имеет гидромеханическое управление иглы. Насос высокого давления и форсунка, которые соединены трубопроводом 6.

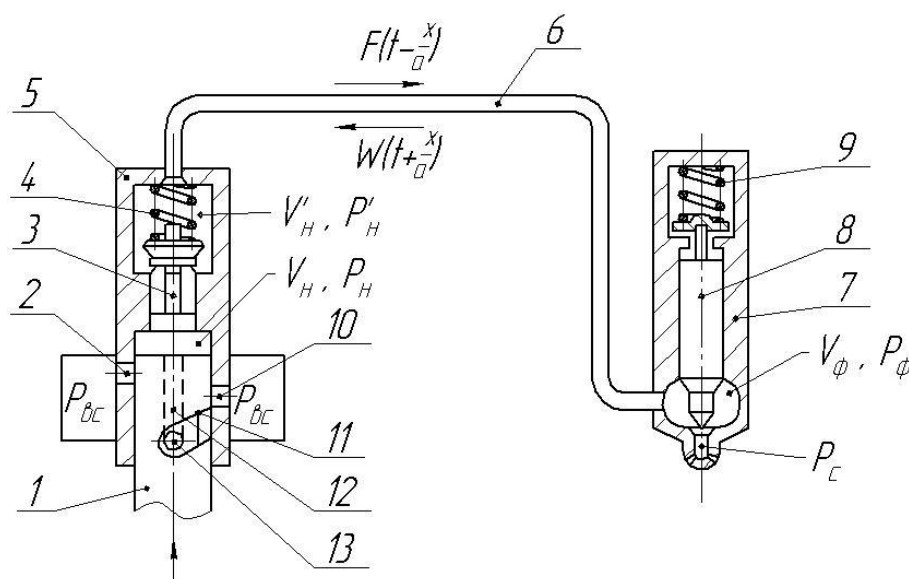


Рис. П.1. Схема топливной аппаратуры дизеля

При нахождении плунжера 1 в нижнем положении топливо под давлением $P_{вс} = 0,2 - 0,3$ МПа, создаваемое подкачивающим насосом, заполняет пространство над плунжером V_n . При движении плунжера вверх под действием кулачка и закрытии впускного окна 2 топливо сжимается в объеме над плунжером V_n и давление P_n повышается.

Нагнетательный клапан 3 поднимается, преодолевая силу пружины 4. В штуцере 5 объемом V_n' давление P_n' увеличивается. Прямая волна давления $F(t - x/a)$ со скоростью звука a под давлением P_ϕ поступает по трубопроводу 6 в объем V_ϕ форсунки 7. Когда давление в полости форсунки будет больше давления открытия иглы 8, она поднимается, топливо под давлением P_c поступает к сопловым отверстиям и подается в распыленном виде в камеру сгорания. Давление открытия иглы 8 зависит от силы пружины 9, которая изменяется при помощи регулировочного винта или толщины прокладок. Подача топлива продолжается до тех пор, пока не откроется отсечное окно 10 (оно расположено ниже впускного). При отсечке винтовая канавка

своей кромкой *11* открывает окно *10* и сжатое топливо из объема над плунжером перетекает по сообщающимся вертикальному *12* и горизонтальному *13* каналам в линию всасывания. Давление топлива резко снижается.

Обратная волна давления $W(t + x/a)$ движется от форсунки *7* к штуцеру *5* насоса. При посадке клапана *3* на седло при помощи пояса идет разгрузка линии высокого давления на величину $60 - 100 \text{ мм}^3$. Это снижает амплитуду повторной прямой волны давления и возможное появление дополнительных впрысков топлива. Дозирование топлива происходит путем поворота плунжера *1*. При повороте изменяется положение винтовой кромки *11* относительно отсечного окна *10* и активный ход плунжера.

На рис. П.2 приведены различные конструкции нагнетательных клапанов. Особенностью клапана насоса Бош (рис. П.2, *а*) является то, что в прямом направлении обратный дроссель *2* открывается и не оказывает сопротивление при подаче топлива. После отсечки подаваемого топлива поясок *5* нагнетательного клапана *6* производит разгрузку только полости штуцера. Отраженная волна давления, двигаясь от форсунки к насосу, проходит через малое отверстие в дросселе и гасится. Отсутствие отраженных волн стабилизирует процесс впрыска топлива, особенно на режимах холостого хода.

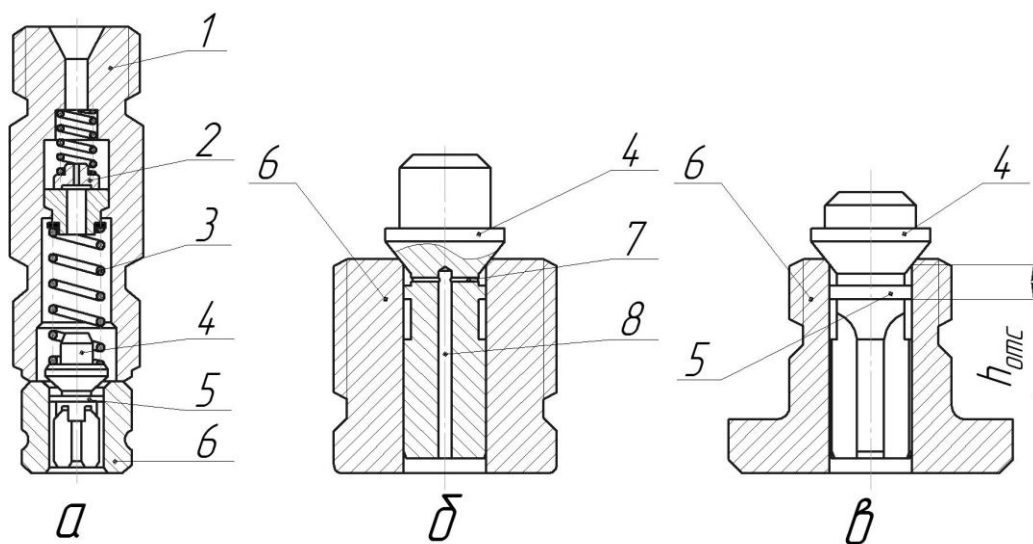


Рис. П.2. Нагнетательные клапаны:

- а* – клапан с обратным дросселем; *б* – клапан с корректирующим отверстием; *в* – клапан перьевой; *1* – корпус штуцера; *2* – обратный дроссель (отверстие диаметром 0,6 мм); *3* – пружина; *4* – клапан нагнетательный; *5* – поясок разгрузочный; *6* – корпус клапана; *7* – корректирующее отверстие; *8* – подводящее отверстие

При помощи клапана с корректирующим отверстием изменяют внешний вид скоростной характеристики насоса высокого давления (рис. П.3). Например, от точки 7 до точки 2 можно получить постоянное значение цикловой подачи, ее рост или снижение. Для этого изменяют диаметр корректирующего отверстия.

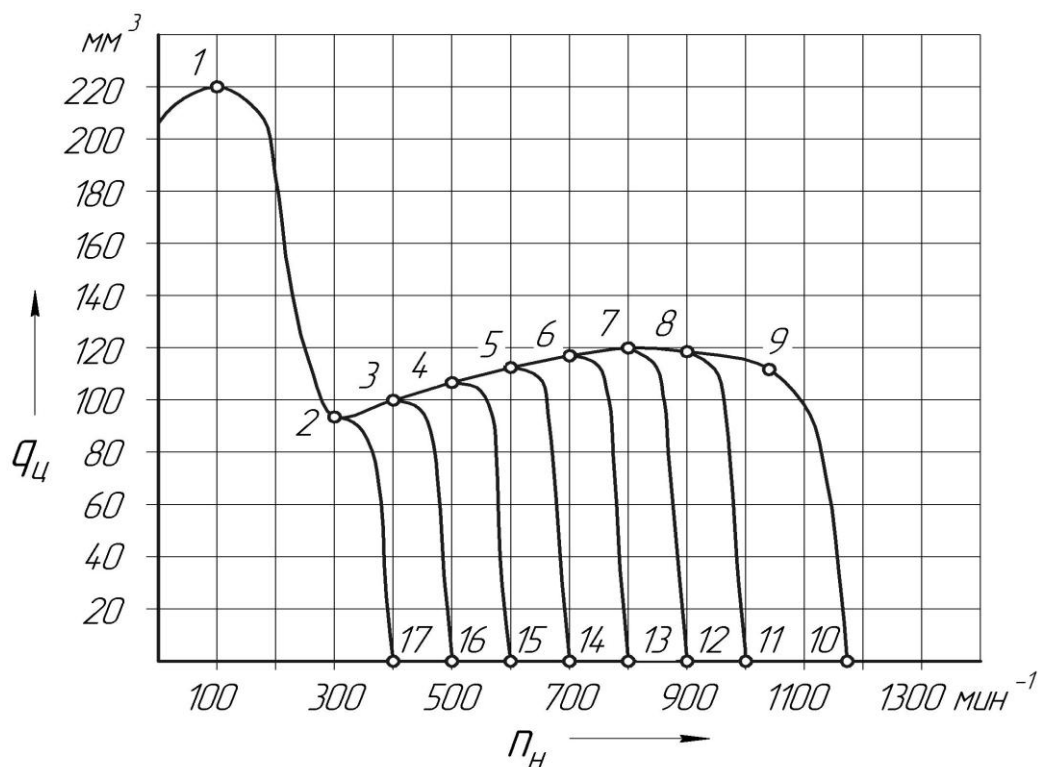


Рис. П.3. Скоростная характеристика насоса (внешняя и регуляторная): 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 – точки внешней скоростной характеристики насоса при положении рейки на упоре; 1 – подача топлива на режиме пуска; 7 – цикловая подача на режиме максимального крутящего момента; 9 – цикловая подача на номинальном режиме; 10 – полное выключение подачи топлива при помощи всережимного регулятора; 8-11, 7-12, 6-13, 5-14, 4-15, 3-16, 2-17 – регуляторные характеристики, полученные при различных натяжениях главной пружины регулятора

На рис. П.4 приведена конструкция насоса высокого давления фирмы Bosh (Германия) с жестким корпусом и форсунка с укороченной штангой (рис. П.5). На рис. П.6. показана конструкция насоса высокого давления Алтайского моторного завода. На смену систем впрыска с механическим управлением иглы форсунки приходят форсунки с электрическим или пьезокварцевым управлением (рис. П.7). Принцип действия форсунки с пьезокварцевым управлением подобен работе форсунки с электромагнитным управлением.

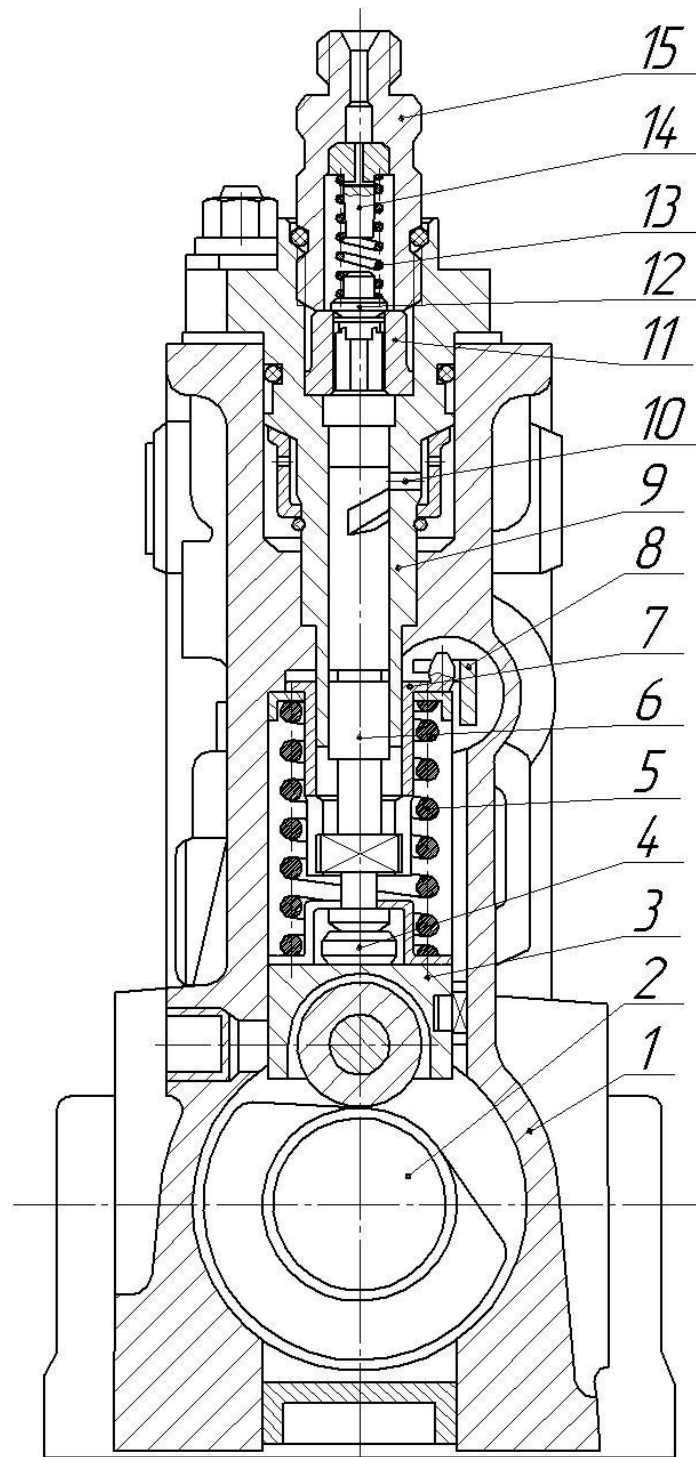


Рис. П.4. Насос высокого давления фирмы Bosh:
 1 – корпус насоса; 2 – вал кулачковый специальной формы;
 3 – толкатель; 4 – пята толкателя; 5 – пружина толкателя;
 6 – плунжер; 7 – поворотная втулка; 8 – рейка насоса;
 9 – втулка плунжера; 10 – окно впускное; 11 – седло
 нагнетательного клапана; 12 – нагнетательный клапан;
 13 – пружина нагнетательного клапана;
 14 – вытеснитель; 15 – штуцер

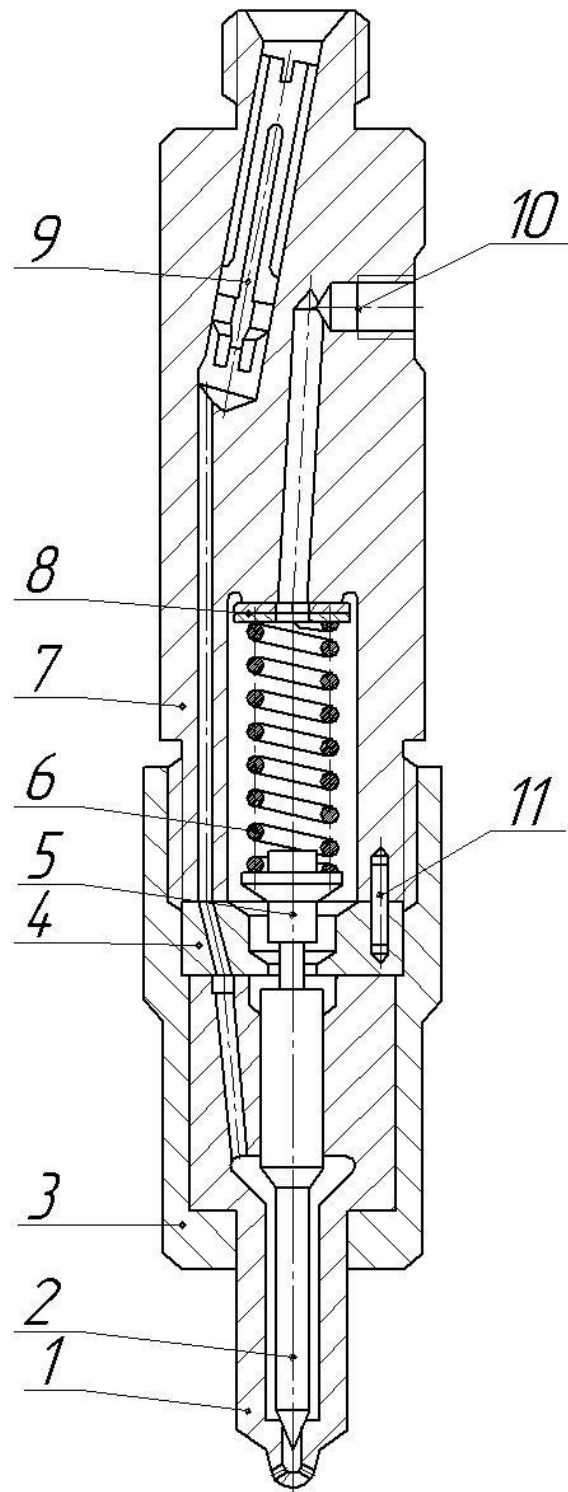


Рис. П.5. Форсунка Bosh:

- 1 – корпус распылителя; 2 – игла;
 3 – гайка распылителя; 4 – проставка;
 5 – штанга укороченная; 6 – пружина;
 7 – корпус форсунки; 8 – регулировочные
 шайбы; 9 – фильтр; 10 – канал для
 отвода утечек; 11 – установочный штифт

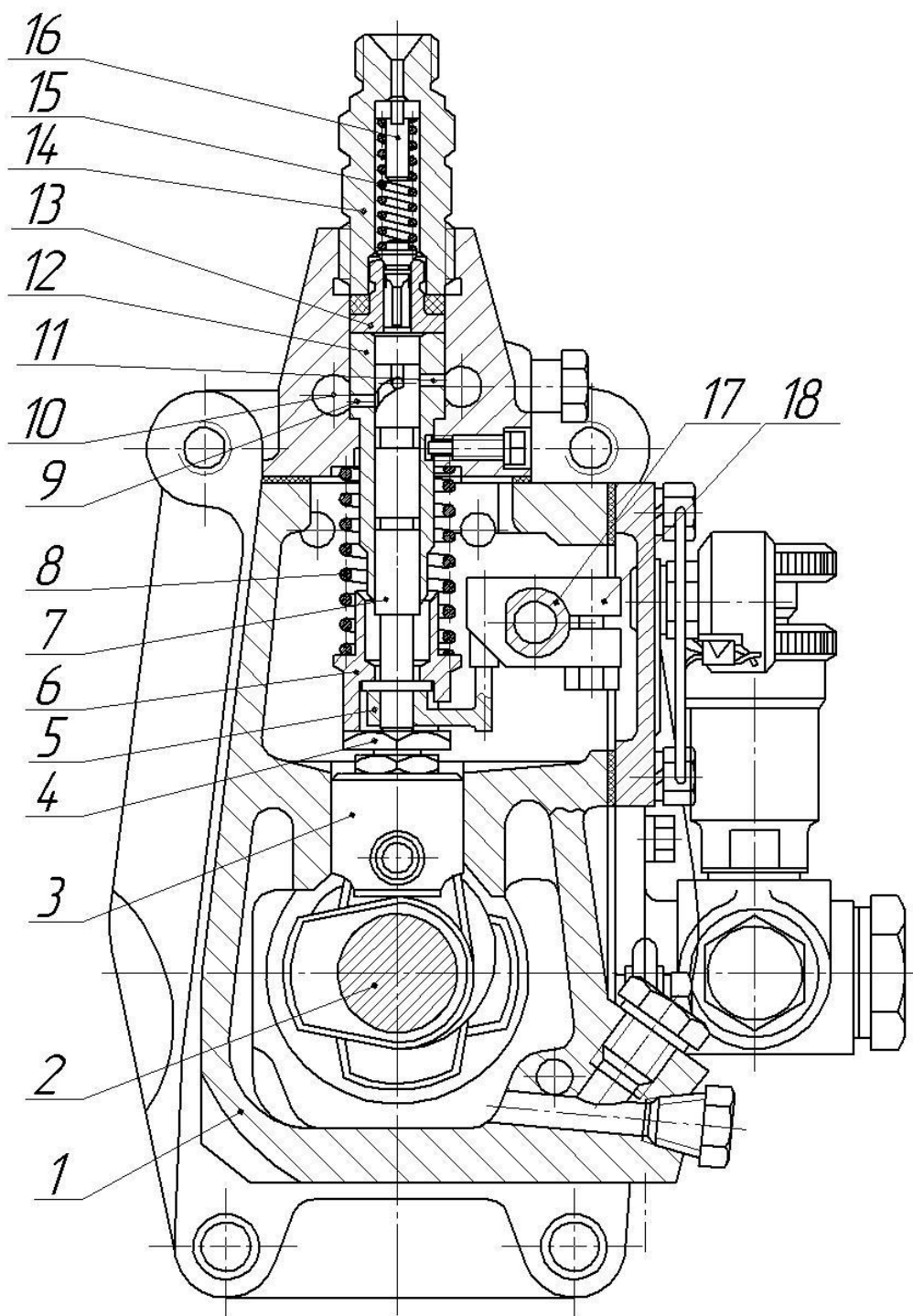


Рис. П.6. Насос высокого давления 4ТН 9х10Т (Алтайдизель):
 1 – корпус насоса; 2 – кулачковый вал; 3 – толкатель; 4 – винт регулировочный; 5 – поводок плунжера; 6 – тарелка пружины; 7 – плунжер; 8 – возвратная пружина; 9 – отсечное окно; 10 – каналы для подвода топлива; 11 – впускное окно; 12 – втулка плунжера; 13 – нагнетательный клапан; 14 – штуцер; 15 – пружина клапана; 16 – вытеснитель; 17 – рейка насоса; 18 – хомут регулировочный

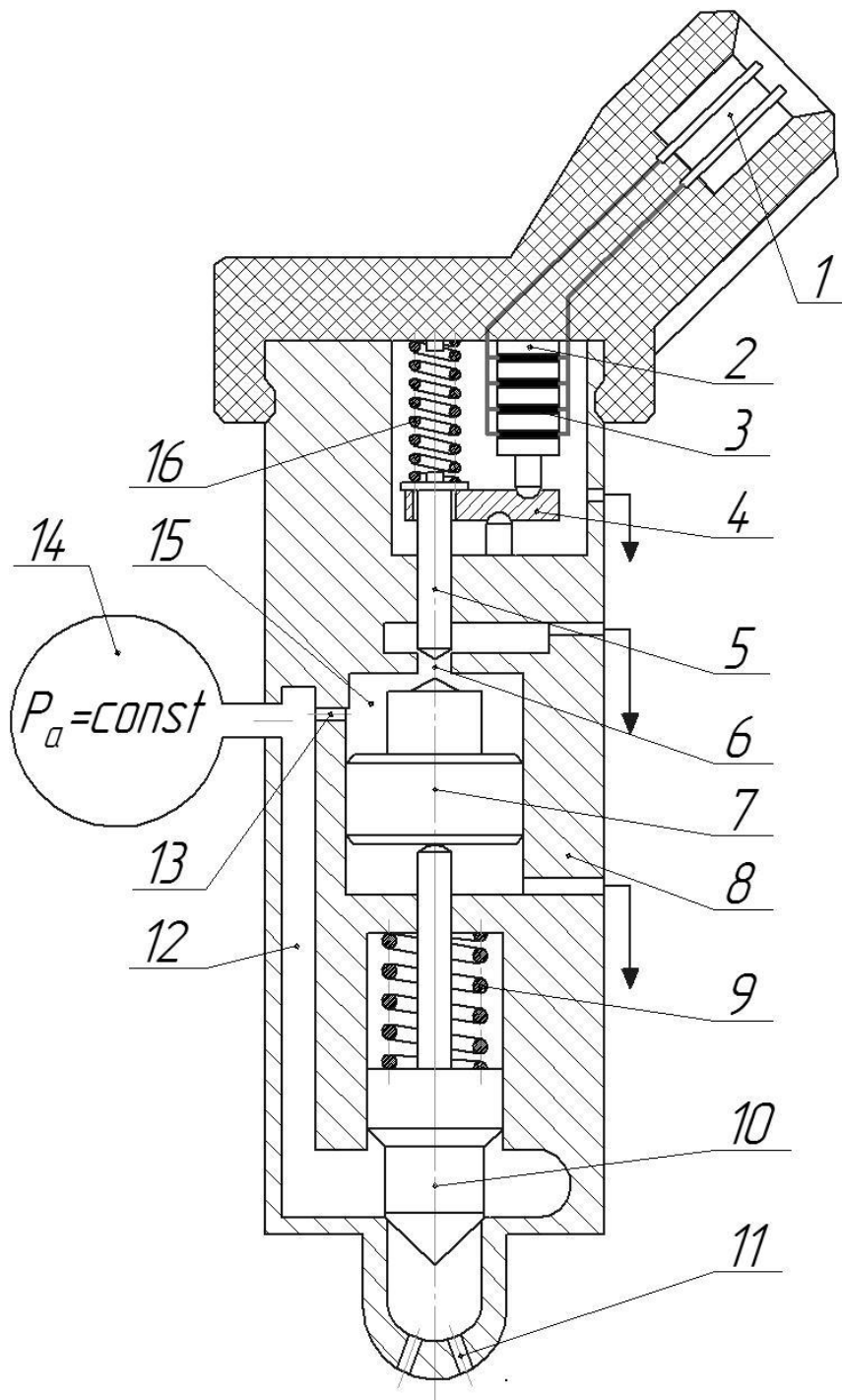


Рис. П.7. Форсунка с пьезокварцевым управлением:

1 – разъем; 2 – пьезокварцевые пластинки; 3 – металлические пластинки; 4 – рычаг качающийся; 5 – шток с запорным конусом; 6 – сливное отверстие (жиклёр); 7 – шток управления; 8 – корпус форсунки; 9 – пружина; 10 – игла распылителя; 11 – сопловые отверстия; 12 – подводящий канал к распылителю; 13 – канал (жиклёр) подвода топлива в камеру управления; 14 – аккумулятор; 15 – камера управления; 16 – пружина

Учебное издание

**СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания к лабораторным
и практическим работам по дисциплине
«Системы двигателей»

Составитель Юрий Петрович Макушев

Редактор Н.И. Косенкова,
рисунки А.В. Филатова

Подписано к печати 20.05.12
Формат 60x90 1/16. Бумага писчая
Оперативный способ печати
Гарнитура Таймс
Усл. п. л. 6,0 уч.-изд. л. 4,3
Тираж 100 экз. Заказ №___

Цена договорная

Издательство СибАДИ
644099, г. Омск, ул. П. Некрасова, 10
Отпечатано в подразделении ОП издательства СибАДИ