**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования**
**«Сибирский государственный автомобильно-дорожная университет (СибАДИ)»**

Кафедра «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование»

**Курсовая работа по дисциплине**
# «Системы энергетических машин»

Вариант 6

Выполнил: магистр _____
Группа: ЭМм-19MAZ1
Проверил доцент: Макушев Ю.П.
_____

Омск 2020 г.

## Задание на курсовую работу

1. Тип двигателя – КамАЗ-740.
2. Эффективная мощность – 309 кВт (420 л с).
3. Частота вращения коленчатого вала – 1900 мин$^{-1}$.
4. Число цилиндров – 8.
5. Диаметр цилиндра и ход поршня, мм - 120/130.
6. Степень сжатия – 15.
7. Система питания – с механическим или электрогидравлическим управлением хода иглы.
8. Вид топлива - дизельное, плотность 850 кг/м$^3$.

## СОДЕРЖАНИЕ


Задание на курсовую работу…… 2
Содержание ……... 2
Введение……. 3
1. Определение основных размеров насоса высокого давления……..4
2. Выбор эффективного проходного сечения распылителей и диаметра соплового отверстия..……9
3. Системы подачи топлива с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя форсунки ……11
3.1. Устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы……..…….. 11
3.2. Характеристики впрыска топлива …….. 15
3.3. Расчет величины проходного сечения распылителя форсунки с электронным управлением ……16.
3.4. Расчет электрогидравлического клапана управления ходом иглы распылителя ……17
3.5. Диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя …….. 19
Выводы…… 21
Библиографический список……..…….. 21

# 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, топливо проводов 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 аккумуляторные системы. Для управления характеристикой впрыска топлива используют форсунки с электронным и пьезокварцевым управлением.

Магистрант в области «Систем энергетических машин» должен в совершенстве владеть устройством, расчетом, диагностикой, техническим обслуживанием топливной аппаратуры современных дизельных, бензиновых двигателей и других энергетических машин.

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

На рис. 1.1 приведена схема топливной аппаратуры (ТА) дизеля с форсункой и насосом высокого давления (НВД), который дозирует топливо отсечкой в конце подачи. В штуцере *5* НВД установлен нагнетательный клапан *3* перьевого типа с разгрузочным пояском. Форсунка 7 имеет гидромеханическое управление иглы. Насос высокого давления соединен с форсункой *7* трубопроводом *6*.

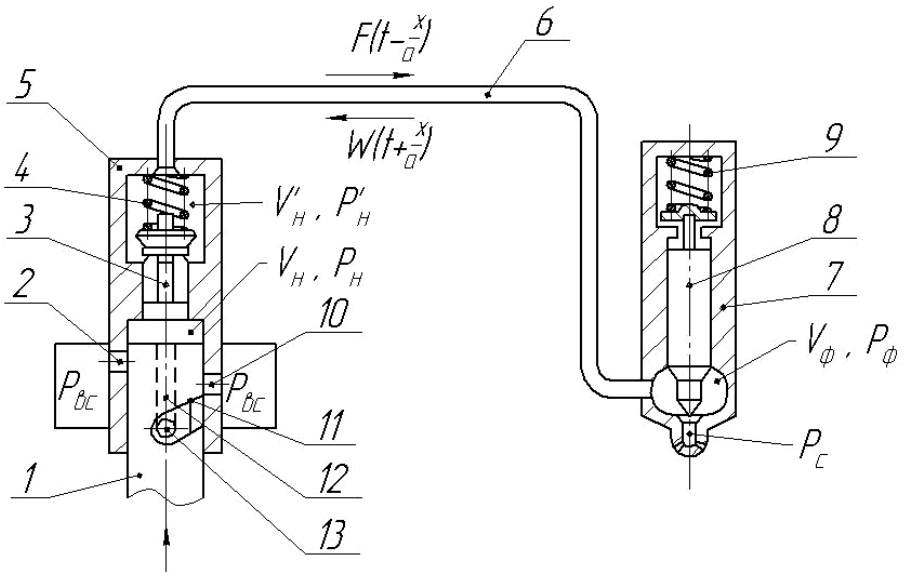



Рис. 1.1. Схема топливной аппаратуры дизеля

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

**Сжимаемость** – это свойства топлива уменьшатся в объеме при повышении давления. Сжимаемость характеризуется коэффициентом объемного сжатия [1]

$$\alpha = -\Delta V/(V\cdot\Delta P), \qquad (1.1)$$

где $\Delta V$ − изменение объема при сжатии топлива; $V$ − первоначальный объем системы; $\Delta P$ − приращение давления.

Знак минус в формуле (1.1) обусловлен тем, что положительному приращению давления топлива соответствует отрицательное (уменьшение) приращение объема. Коэффициент объемного сжатия для дизельного топлива $\alpha$ равен $6\cdot10^{-5}$ см$^2$/кгс ($6\cdot10^{-10}$ м$^2$/Н). При известном коэффициенте $\alpha$ можно определить давление топлива, сжимаемого в замкнутом объеме. При сжатии топлива плунжером создается давление

$$\Delta P = \Delta V/(V\cdot\alpha). \qquad (1.2)$$

Например, первоначальный объем системы был 1 см$^3$, при движении плунжера он уменьшился на 0,02 см$^3$. По формуле (1.2) величина давления $\Delta P$ составит 333 кгс/см$^2$ или 33,3 МПа.

Нагнетательный клапан *3* поднимается, преодолевая силу пружины *4* [2]. В штуцере *5* объемом $V'_н$ давление $P'_н$ увеличивается. Прямая волна давления $F(t$ –

*x/a)* со скоростью звука под давлением $P_ф$ поступает по трубопроводу *6* в объем $V_ф$ форсунки *7*. Когда давление в полости форсунки будет больше давления открытия иглы *8,* игла 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 над плунжером 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 пояска идет разгрузка линии высокого давления на величину 60 – 100 мм$^3$. Это снижает амплитуду повторной прямой волны давления и возможное появление дополнительных впрысков топлива.

Нагнетательный клапан *3* разъединяет полость трубопровода от полости над плунжером, и разгружает трубопровод от высокого давления, что устраняет дополнительные впрыски.

На рис. 1.2 показаны нагнетательные клапаны различной конструкции.

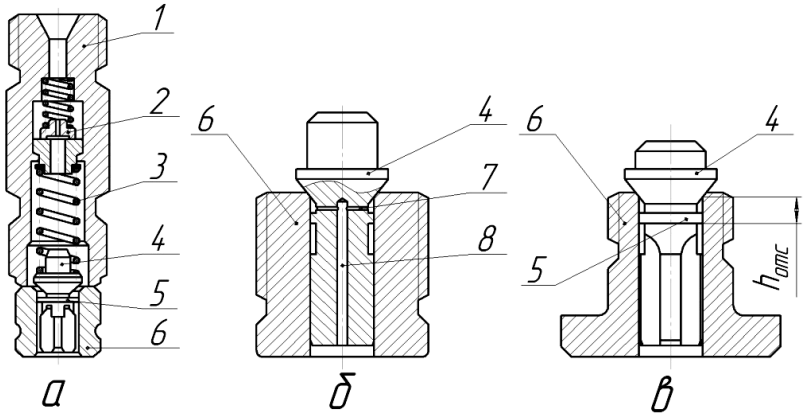



Рис. 1.2. Нагнетательные клапаны:
*а* – клапан с обратным дросселем; *б* – клапан с корректирующим отверстием; *в* – клапан перьевой; *1* – корпус штуцера; *2* – обратный дроссель (отверстие диаметром 0,6 мм); *3* – пружина; *4* – клапан нагнетательный; *5* – поясок разгрузочный; *6* – корпус клапана; *7* – корректирующее отверстие; *8* – подводящее отверстие

Дозирование топлива происходит путем поворота плунжера насоса *1* (см. рис. 1.1). При повороте плунжера изменяется положение винтовой кромки *11* относительно отсечного окна *10* и изменяется активный ход плунжера.

Определим расчетным путем основные размеры плунжерной пары насоса высокого давления, которая при помощи форсунки подает топливо в камеру сгорания дизеля КамАЗ - 740. 63 – 420. Мощность дизеля 309 кВт при частоте вращения вала двигателя 1900 мин$^{-1}$. Среднее давление перед сопловыми отверстиями принимаем равным 40 МПа (максимальное 67 МПа), а плотность топлива – 850 кг/м$^3$.

Основные размеры плунжерной пары насоса зависят от величины удельного эффективного расхода топлива, который определяется из теплового расчета

двигателя.

Для двигателя автомобиля типа КамАЗ – 740 и режима номинальной мощности цикловую подачу (мм$^3$) определим по формуле:

$$q_{ц} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_н \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{210 \cdot 309 \cdot 1000}{8 \cdot 950 \cdot 0{,}85 \cdot 60} = 167, \quad (1.3)$$

где $q_e$ – удельный эффективный расход топлива, 210 г/(кВт· ч); $N_e$ – полная (номинальная) мощность дизеля, 265 кВт; $i$ – число цилиндров, 8; $n_н$ – частота вращения вала насоса, 950 мин$^{-1}$; $\rho_T$ – плотность топлива, 0,85 г/см$^3$.

В таблице 1.1 приведены характеристики топливных насосов высокого давления [4]. Топливный насос выбирают по цикловой подаче, которая подсчитывается по уравнению (1.3). Максимальная цикловая подача обычно больше номинальной подачи в 2 – 3 раза. Это необходимо для увеличения подачи топлива на режиме пуска.

**Таблица 1.1**

**Характеристики топливных насосов высокого давления**

| Исполнение насоса | Полный ход плунжера $L_{П}$, мм | Диаметр плунжера $d_{П}$, мм | Максимальная цикловая подача $q_{мах}$, мм$^3$ | Число плунжерных секций |
|---|---|---|---|---|
| А | 8 | 7; 8; 9; 10 | 25 - 150 | 1; 2; 4; 6; 8; 12 |
| Б | 10 | 8; 9; 10; 11; 12 | 35 - 250 | 1; 2; 4; 6; 8; 12 |
| В | 12 | 10; 12; 13; 14; 16 | 120 - 800 | 4; 6; 8; 12 |

Для обеспечения допустимой перегрузки двигателя на режиме максимального крутящего момента и компенсации утечек топлива через зазоры прецизионных пар цикловая подача в мм$^3$/цикл должна быть увеличена на 25 – 35 %.

$$q_{мах} = (1{,}25 – 1{,}35)\, q_{ц} = 1{,}25 \cdot 167 = 208 \text{ мм}^3/\text{цикл} \quad (1.4)$$

На режиме пуска подача топлива должна быть увеличена в 1,5 – 2,5 раза.

$$q_{пуск} = (1{,}5 – 2{,}5)\, q_{мах} = 2 \cdot 208 = 416. \quad (1.5)$$

Отношение полного (геометрического) хода плунжера ($h_{П}$) к диаметру плунжера $d_{П}$ обозначим через $m$, которое может лежать в пределах 1 – 1,7

$$m = h_{П} / d_{П}. \quad (1.6)$$

Диаметр плунжера выбирается с учетом величины максимальной подачи топлива, которая плунжерная пара должна обеспечить на всех режимах работы двигателя, особенно на режиме пуска [4]

$$d_n = \sqrt[3]{4 \cdot q_{max} \cdot \varphi_n / (\pi \cdot m \cdot \eta_н)} = \sqrt{4 \cdot 208 \cdot 2 / (3{,}14 \cdot 1 \cdot 0{,}8)} = 8{,}6 \text{ мм}, \quad (1.7)$$

где $\varphi_n$ – это коэффициент, учитывающий увеличение цикловой подачи на режиме пуска, 1,5 – 2,5; $\eta_н$ – коэффициент подачи насоса, который учитывает гидравлические потери, 0,7 − 0,9.

Для $q_{мах} = 208$ мм$^3$/цикл; $\varphi_n = 2$; $\eta_н = 0{,}8$; $m = 1$; принимаем $d_{П} = 9$ мм.

Подача топлива за цикл зависит от площади плунжера, его активного хода, коэффициента подачи и определяется по формуле:

$$q_{ц} = \frac{\pi \cdot d_{П}^2}{4} \cdot h_{акт} \cdot \eta_{Н}, \quad (1.8)$$

Диаметр плунжера для насосов автотракторных двигателей с цилиндровой

мощностью от 20 да 80 кВт лежит в пределах от 8 до 16 мм.

Для диаметра плунжера $d_п$ =9 мм, который был определен по формуле (1.7), активный ход плунжера

$$h_{акт} = \frac{4 \cdot 208}{\pi \cdot 9 \cdot 9 \cdot 0{,}8} = 4{,}1 \text{ мм}. \quad (1.9)$$

С учетом увеличения пусковой цикловой подачи в $1{,}5 - 2{,}5$ раза по сравнению с номинальной подачей, и износа плунжерной пары в процессе эксплуатации.

$$h_{мах} = 2{,}0 \cdot h_{акт} = 1{,}5 \cdot 4{,}1 = 6{,}15 \text{ мм}. \quad (1.10)$$

Ход плунжера, с учетом значения *m,* принимаем равным 10 мм, который должен быть согласован с размерами кулачкового вала насоса. Выбираем насос исполнения Б.

Рассмотрим конструкцию рядного насоса плунжерного типа (рис. 1.3), который применяется для подачи топлива при малой производительности, но большим давлением (до 100 МПа) [4].

При движении плунжера вниз топливо через впускное окно *10* заполняет пространство над плунжером. Топливо подается в головку насоса при помощи подкачивающего насоса под малым давлением 0,2 – 0,3 МПа. При движении плунжера вверх, когда верхняя кромка плунжера *6* закроет окно *10*, происходит сжатие топлива и повышение давления.

Топливо под высоким давлением перемещается к форсунке, и действуя на площадь иглы, открывает ее. Давление открытия зависит от способа смесеобразования и лежит в пределах 20 – 30 МПа. Отсечка происходит в момент, когда верхняя кромка паза плунжера *6* достигает кромки окна *10*. Паз плунжера (винтовая кромка) *6* соединяется при помощи отверстия с полостью нагнетания.

Количество топлива, поданного за цикл, регулируется изменением активного хода плунжера путем поворота плунжера. Этот способ регулирования количества топлива, поданного насосом, называется **отсечкой в конце подачи**. При повороте изменяется положение косой кромки наклонного паза плунжера *6* относительно отверстия *10* и величина активного хода плунжера.

Поворот плунжера происходит при помощи рейки, соединенной с всережимным регулятором. Рейка связана при помощи втулки 7 с плунжером 6. На некоторых насосах рейка выполняется с нанесением зубьев. Поворот плунжера осуществляется при помощи зубчатого сектора и втулки, в которую при помощи паза входит плунжер.

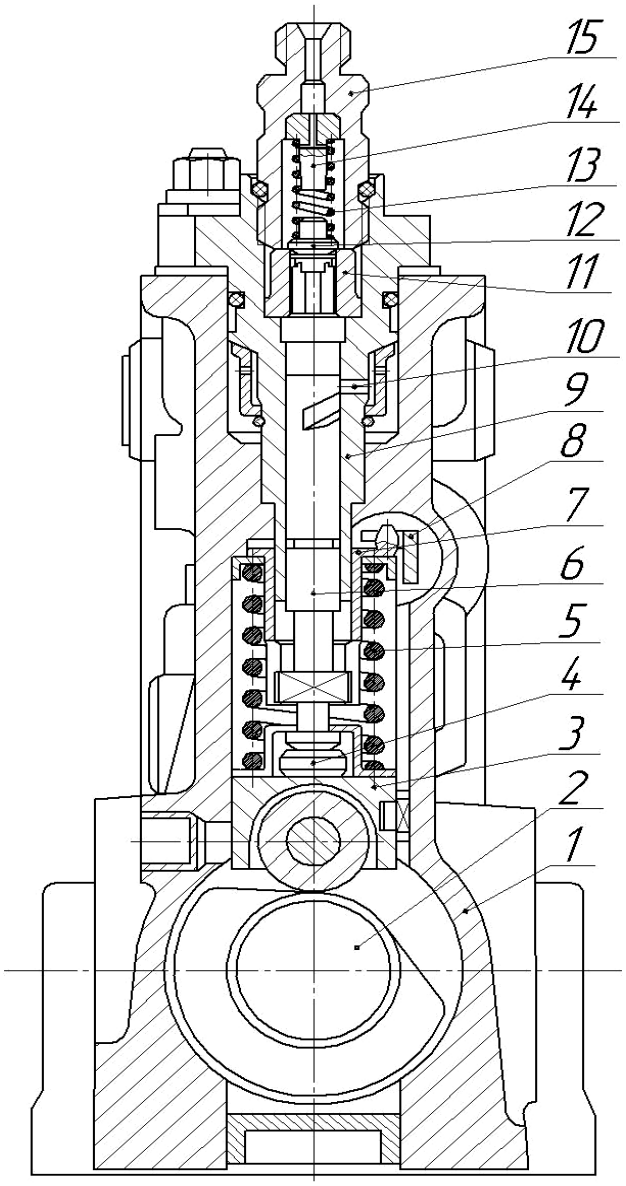



Рис. 1.3. Насос высокого давления фирмы Bosh:
*1* – корпус насоса; *2* – вал кулачковый специальной формы;
*3* – толкатель; *4* – пята толкателя; *5* – пружина толкателя;
*6* – плунжер; *7* – поворотная втулка; *8* – рейка насоса;
*9* – втулка плунжера; *10* – окно впускное; *11* – седло нагнетательного клапана; *12* – нагнетательный клапан с обратным дросселем; *13* – пружина нагнетательного клапана; *14* – вытеснитель; *15* – штуцер

## 2. ВЫБОР ЭФФЕКТИВНОГО ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ И ДИАМЕТРА СОПЛОВОГО ОТВЕРСТИЯ

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 моторного завода. Распылитель имеет четыре сопловых отверстия *1* диаметром 0,34 мм, иглу *2* с диаметром направляющей 6,0 мм, корпус *3*.

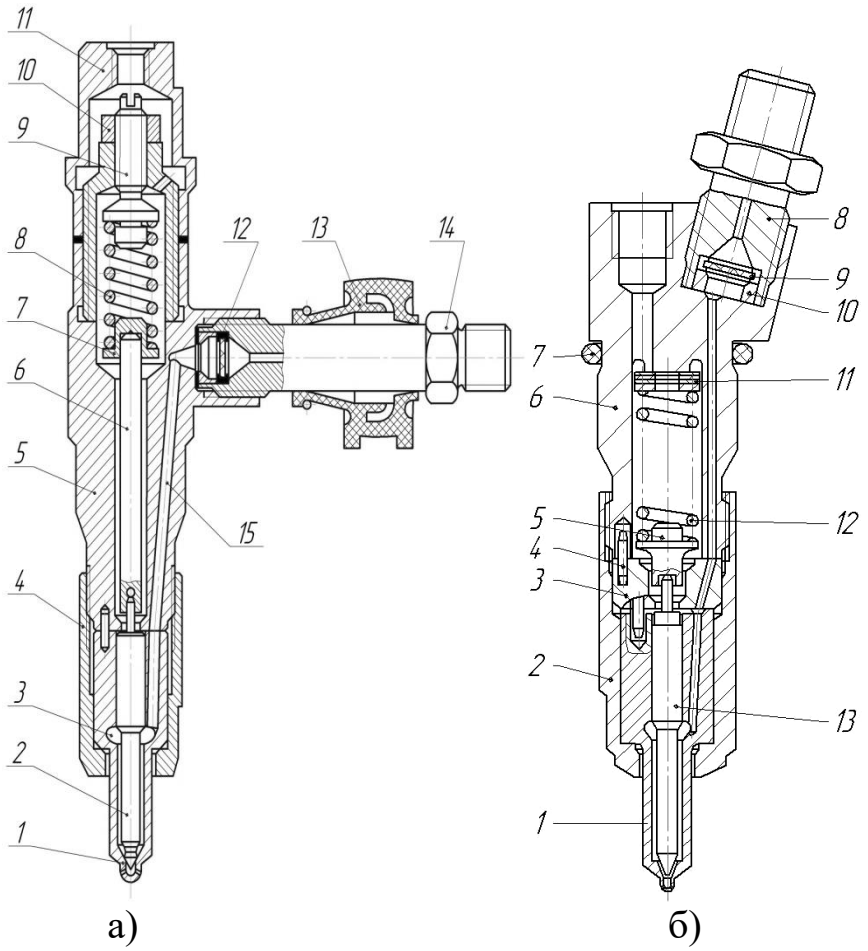



Рис. 2.1. Форсунка штанговая (а): *1* – сопловые отверстия; *2* – игла; *3* – корпус распылителя; *4* – гайка распылителя; *5* – корпус; *6* – шток; *7* – опорная шайба; *8* – пружина; *9* – регулировочный винт; *10* – контргайка; *11* – колпак; *12* – сетчатый фильтр; *13* – уплотнитель; *14* – штуцер;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

Максимальный подъем иглы 0,25 – 0,35 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.

В таблице 2.1 приведены основные характеристики форсунок дизелей типа ЯМЗ (см. рис. 2.1 *а*) и КамАЗ (см. рис. 2.1*б*) [2].

**Таблица 2.1**

**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 НЕ 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 |

Главным параметром распылителя форсунки является его эффективное проходное сечение $\mu F$, определяемое при подъеме иглы. Величина $\mu$ называется коэффициентом расхода, который равен 0,62 – 0,82 [5] и представляет собой отношение действительного расхода к теоретическому расходу. Суммарная площадь сопловых отверстий $F$ зависит от диаметра отверстий и их количества. Величина $\mu F$ для распылителей дизелей с цилиндровой мощностью от 10 до 250 кВт лежит в пределах 0,1 – 1,0 мм$^2$.

В качестве примера определим расчетным путем суммарное значение проходного сечения сопловых отверстий распылителя, их число и диаметр для подачи топлива в камеру сгорания дизеля КамАЗ -740. 63 – 400 мощностью 265 кВт при частоте вращения вала двигателя 1900 мин$^{-1}$. Мощность одного цилиндра равна 33,13 кВт. Среднее давление перед сопловыми отверстиями принимаем равным 40 МПа (максимальное 67 МПа), а плотность топлива – 850 кг/м$^3$.

Для полной мощности дизеля КамАЗ-740. 63– 400, с учетом формулы (1,3), цикловая подача топлива равна 143,6 мм$^3$.

Для оценки расчетного значения $\mu F$ определим теоретическую скорость истечения дизельного топлива через сопловые отверстия [6]

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T}\,, \qquad (2.1)$$

где $\Delta P$ – средний перепад давления топлива перед сопловыми отверстиями, Па (Н/м$^2$) берется с учётом давления газов в цилиндре.

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot 400 \cdot 10^5 / 850} = 306\ м/с.$$

Объемный расход топлива $Q$ в м$^3$/с определим из выражения

$$Q = \mu F \cdot \vartheta_T, \qquad (2.2)$$

где $\mu F$ – эффективное проходное сечение распылителя, м$^2$.

Объемный расход топлива за цикл в мм$^3$/с определим так же по его количеству ($q_ц$), поданному в камеру сгорания за время впрыска $\tau$

$$Q = q_ц / \tau. \qquad (2.3)$$

Зная продолжительность впрыска $\varphi_B$ в градусах (например, 10 $^o$), частоту вращения вала насоса $n_н$ в мин$^{-1}$, время впрыска определим из выражения

$$\tau = \frac{\varphi_в}{6 \cdot n_н} = \frac{10}{6 \cdot 950} = 0{,}001754\ \ с. \qquad (2.4)$$

Величина действительного объёмного расхода топлива через форсунку

составит $Q$ = 167 / 0,001754 = 95211 мм$^3$/с = 0,000952 м$^3$/с, откуда

$$\mu F = Q / \vartheta_T, \quad (2.5)$$

$$\mu F = 0{,}000952 / 306 = 0{,}00000311 \text{ м}^2 = 0{,}311 \text{ мм}^2.$$

Цикловая подача топлива проверялась по формуле (1.3) и равна расчетной величине, полученной из выражения :

$$q_ц = \mu F \cdot \tau \cdot \theta_Д \cdot 1000 = 0{,}311 \cdot 0{,}001754 \cdot 306 \cdot 1000 = 167 \text{ мм}^3. \quad (2.6)$$

При коэффициенте расхода, равном 0,8, суммарная площадь сопловых отверстий составит 0,38 мм$^2$. При числе сопловых отверстий 5, площадь сечения одного сопла $F_c$ составит 0,076 мм$^2$. По известной величине площади соплового отверстия определим его диаметр $d_c$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}076}{3{,}14}} = 0{,}31 \text{ мм}. \quad (2.7)$$

# 3. СИСТЕМА ПОДАЧИ ТОПЛИВА С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ ХОДА ИГЛЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ

## 3.1. Устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы

Основным недостатком форсунок с гидромеханическим управлением хода иглы распылителя является то, что они не способны на работающем двигателе изменять характеристику впрыска, угол опережения впрыска, обеспечивать многофазный впрыск топлива. Это ограничивает возможности дальнейшего снижения расхода топлива дизеля и уменьшения токсичности отработавших газов. Указанные недостатки можно устранить путем применения форсунок с гидроэлектрическим или пьезоэлектрическим управлением. Рассмотрим устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы.

На рис. 3.1 показан в сборе насос высокого давления, аккумулятор и форсунки с электрогидравлическим управлением системы подачи топлива типа Common Rail (общий путь).

Наиболее эффективными из выпускаемых аккумуляторных систем являются форсунки с электрогидравлическим и пьезоэлектрическим управлением иглы, которые выпускает зарубежная фирма Bosch. Внедрение в производство и эксплуатацию новых систем подачи топлива связано с необходимостью разработки современных методов диагностирования, уменьшения расхода топлив и вредных веществ в отработавших газах.

Рассмотрим устройство и принцип работы системы подачи топлива Common Rail [4] с электрогидравлическим управлением иглы форсунки, которая позволяет получать характеристики топливоподачи различной формы – однофазную, многофазную. Многофазные характеристики применяют для снижения жесткости процесса сгорания, повышения экономичности и уменьшения токсичности отработавших газов.

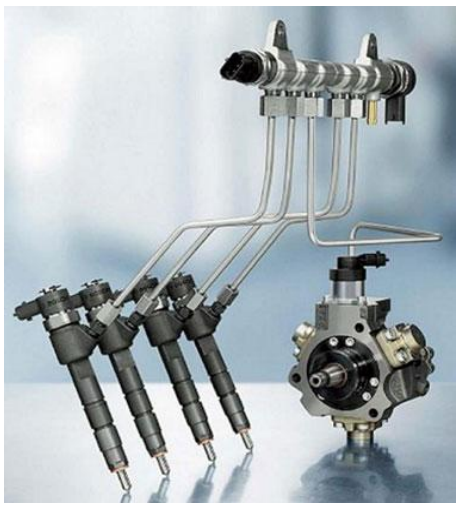


Рис. 3.1. Общий вид в сборе насоса высокого давления, аккумулятора и форсунок с электрогидравлическим управлением

На рис. 3.2 приведена принципиальная схема аккумуляторной системы впрыска с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя форсунки.

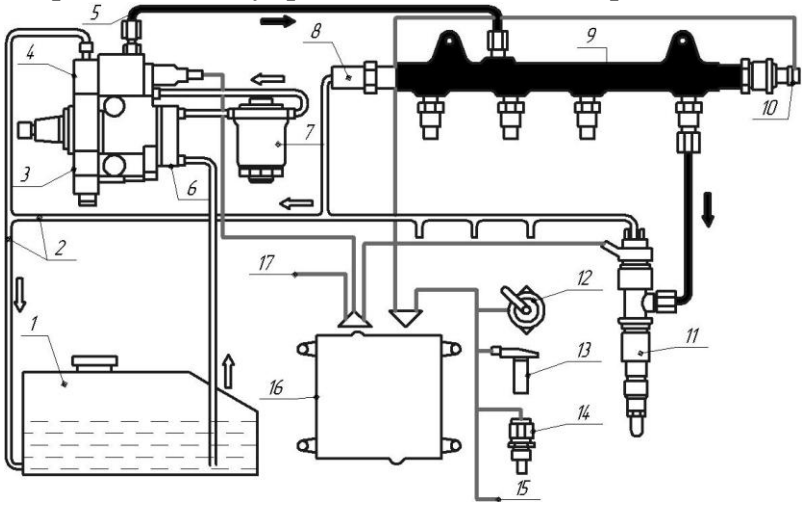



Рис. 3.2. Схема системы питания дизелей типа Common Rail:
*1* – топливный бак; *2* – сливная магистраль; *3* – ТНВД;
*4* – регулятор давления; *5* – трубопровод; *6* – подкачивающий насос;
*7* – фильтр; *8* – предохранительный клапан; *9* – аккумулятор;
*10* –датчик давления; *11* – электрогидравлическая форсунка;
*12* – датчик педали акселератора; *13* – датчик частоты вращения коленчатого вала; *14* – датчик температуры; *15* – другие датчики;
*16* – блок управления; *17* – другие исполнительные устройства

Из бака *1* топливо при помощи насоса низкого давления *6* подается через фильтр *7* в головку насоса высокого давления *3*. На режиме холостого хода давление топлива должно быть 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*. Аккумулятор *9* и форсунка *11* соединены при помощи трубопровода высокого давления. Полость распылителя заполнена топливом под давлением, которое создается в аккумуляторе *9*. Дополнительно топливо под давлением поступает через впускное отверстие в

камеру управления иглой форсунки.

По конструктивному исполнению форсунки с электронным управлением могут быть различного вида. Рассмотрим устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы.

На рис. 3.3 приведена упрощенная схема форсунки с электрогидравлическим управлением. Под действием пружины *2* якорь *3* находится в нижнем положении и уплотняющим конусом штока закрывает отсечное отверстие *4*. Из аккумулятора *12* топливо поступает в подводящий канал *10* форсунки, а через впускной канал *11* – в камеру управления *13*.

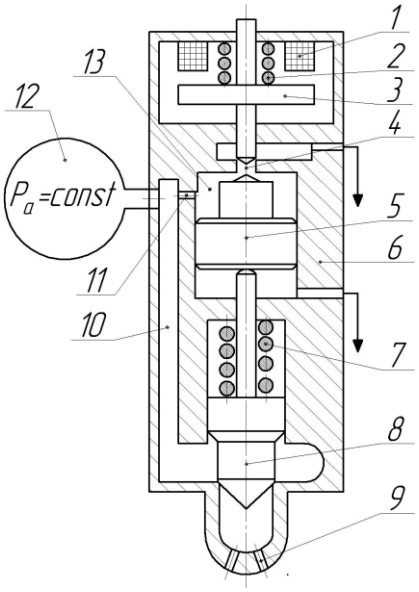



Рис. 3.3. Схема форсунки с электрогидравлическим управлением:
*1* – электромагнит;
*2, 7* – пружины;
*3* – якорь с конусом уплотнения;
*4* – отсечное отверстие (жиклёр);
*5* – поршень;
*6* – корпус форсунки;
*8* – игла распылителя;
*9* – сопловые отверстия;
*10* – подводящий канал;
*11* – впускное отверстие (жиклёр);
*12* – аккумулятор;
*13* – камера управления

Так как площадь управляющего поршня *5* больше площади иглы, то сила со стороны поршня превышает силу со стороны иглы *8* и игла 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 игла начнет движение вверх. Под действием давления в аккумуляторе *12* топливо поступает к сопловым отверстиям *9* и в распыленном виде подается в камеру сгорания двигателя.

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. 3.4 и 3.5 показан разрез и общий вид форсунки с электрогидравлическим управлением дизеля КамАЗ [4]. Когда двигатель находится в нерабочем состоянии, то игла распылителя *2* через втулку *5* прижимается к седлу корпуса распылителя *1* пружиной *6* малой жесткостью. Это предотвращает поступление воздуха в полость форсунки. Пружина *17* через шток якоря *13* прижимает шариковый клапан *12*, который закрывает (открывает) сливной жиклёр *11*, обеспечивая необходимый перепад давления над управляющим поршнем *10* и иглой распылителя *2*. Ход шарика зависит от типа форсунок, варьируется от 0,03 до 0,07 мм и регулируется при помощи шайб.

Когда клапан *12* закрыт, давление топлива в камере управления и в полости

под иглой *2* распылителя будут равны друг другу. Диаметр поршня *10*, который движется во втулке *9*, больше, чем диаметр иглы *2*. Так как площадь поршня, который действует на иглу через шток *7*, больше площади иглы, то усилие со стороны поршня будет больше, чем со стороны иглы, и игла *2* конической поверхностью прижимается к посадочному конусу распылителя *1*, закрывая доступ топливу к сопловым отверстиям. Впрыск топлива не происходит.

При подаче напряжения на катушку электромагнита по ее проводам потечет ток, создавая магнитное поле. Под действием магнитного поля якорь *13* будет притянут к сердечнику *18*, сжимая пружину *17*. Шариковый клапан *12* откроется, и топливо через перепускное отверстие будет вытекать из камеры управления, снижая давление над управляющим поршнем (плунжером) *10*. Усилие со стороны управляющего поршня резко уменьшится.

Так как давление топлива под иглой не изменяется (оно равно давлению в аккумуляторе), то игла *2* под действием высокого давления переместится в верхнее положение и откроет доступ к сопловым отверстиям, обеспечивая начало впрыска топлива. Впрыск продолжается до тех пор, пока подается напряжение на катушку *16* электромагнита. При отключении напряжения магнитное поле катушки исчезнет, а пружина *17*, разжимаясь, закроет клапан *12*. Подача топлива в камеру сгорания двигателя прекратится.

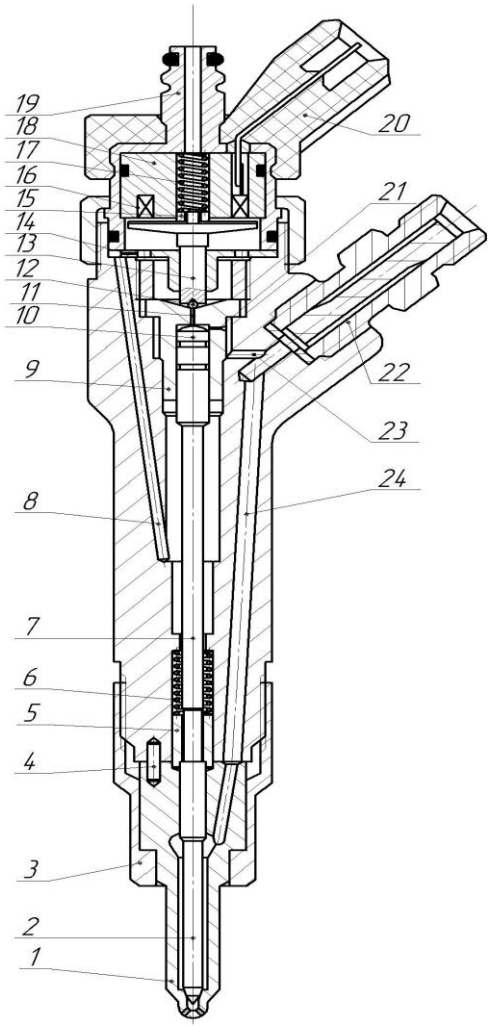



Рис. 3.4. Форсунка с электрогидравлическим управлением:
*1* – корпус распылителя;
*2* – игла распылителя;
*3* – гайка;
*4* – штифт;
*5* – втулка;
*6* – пружина;
*7* – шток;
*8* – канал отвода утечек;
*9* – втулка;
*10* – управляющий поршень;
*11* – сливной жиклёр ($d_2$ = 0,3 мм);
*12* – шариковый клапан;
*13* – якорь;
*14* – отверстие для отвода утечек;
*15* – втулка;
*16* – катушка электромагнита;
*17* – пружина якоря;
*18* – сердечник;
*19* – штуцер для отвода утечек;
*20* – разъем питания;
*21* – наполнительный жиклёр;
*22* – штуцер;
*23* и *24* – каналы



Рис. 3.5. Общий вид форсунки

### 3.2. Характеристики впрыска топлива

Объемная подача топлива за впрыск зависит от величины давления в аккумуляторе *9* (см. рис. 3.2) и продолжительности управляющего сигнала в обмотке электромагнита *16* (см. рис. 3.4). Форсунка с электромагнитным управлением позволяет изменять угол опережения подачи топлива и форму характеристики впрыска.

На рис. 3.6 показана дифференциальная характеристика (однофазная) подачи топлива аккумуляторной системой с электромагнитным управлением иглы форсунки.

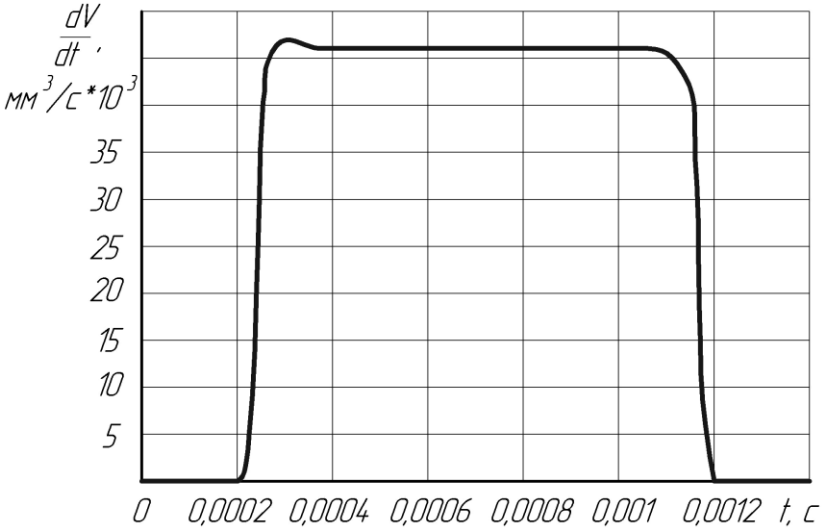



Рис. 3.6. Дифференциальная характеристика
основной подачи топлива

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 $47 \cdot 10^3$ мм$^3$/с, количество поданного топлива за цикл составит 47 мм$^3$.

На рис. 3.7 приведена характеристика с запальной и основной подачей топлива (двухфазная характеристика).

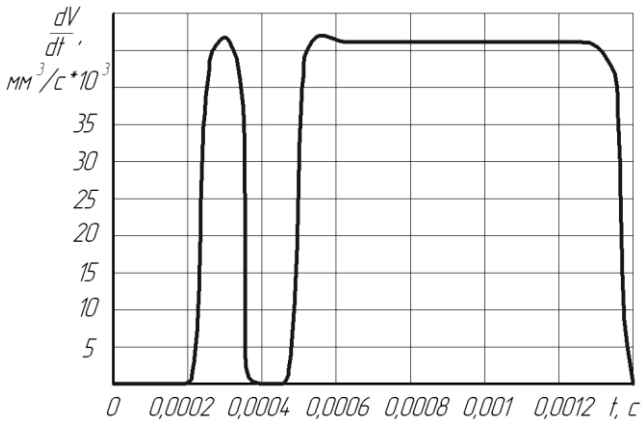



Рис. 3.7. Дифференциальная характеристика дополнительной (запальной) и основной подачи топлива

## 3.3. Расчет величины проходного сечения распылителя форсунки с электронным управлением

Определим расчетным путем значение проходного сечения сопловых отверстий распылителя, их число и диаметр для подачи топлива в камеру сгорания дизеля КамАЗ -750.12 - 420 мощностью 420 л.с. (309 кВт) при частоте вращения вала двигателя 1900 мин$^{-1}$. Среднее давление перед сопловыми отверстиями принимаем равным 120 МПа.

Для номинальной мощности дизеля КамАЗ-750.12 - 420 определим цикловую подачу топлива в мм$^3$ по формуле [4]

$$q_{\text{ц}} = \frac{q_{\text{e}} \cdot N_{\text{e}} \cdot 1000}{i \cdot n_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{Т}} \cdot 60} = \frac{210 \cdot 309 \cdot 1000}{8 \cdot 950 \cdot 0{,}85 \cdot 60} = 167 \ , \qquad (3.1)$$

где $q_e$ – удельный эффективный расход топлива, 210 г/(кВт· ч); $N_e$ – полная (номинальная) мощность дизеля, 309 кВт; $i$ – число цилиндров, 8; $n_{\text{н}}$ – частота вращения вала насоса, 950 мин$^{-1}$; $\rho_{\text{Т}}$ – плотность топлива, 0,85 г/см$^3$.

Для оценки расчетного значения эффективного проходного сечения распылителя $\mu F$ определим теоретическую скорость истечения дизельного топлива через сопловые отверстия

$$\vartheta_{\text{Т}} = \sqrt{2 \cdot \Delta \text{P} / \rho_{\text{Т}}} = \sqrt{2 \cdot 120\,000\,000 / 850} = 531 \text{ м/с} \ , \qquad (3.2)$$

где $\Delta P$ – средний перепад давления топлива перед сопловыми отверстиями, Па (Н/м$^2$).

Объемный расход топлива в м$^3$/с определим из выражения

$$Q = \mu F \cdot \vartheta_{\text{Т}} \ , \qquad (3.3)$$

где $\mu F$ – эффективное проходное сечение распылителя, м$^2$.

Объемный расход топлива за цикл в мм$^3$/с определим по его количеству ($q_{\text{ц}}$), поступающему в камеру сгорания за время впрыска $t$:

$$Q = q_{\text{ц}} \ / t \ . \qquad (3.4)$$

Зная продолжительность впрыска $\varphi_{\text{В}}$ в градусах (например, 12°), частоту вращения вала насоса $n_{\text{н}}$ в мин$^{-1}$, время впрыска определим из выражения

$$t = \frac{\varphi_в}{6 \cdot n_н} = \frac{12}{6 \cdot 950} = 0{,}0021 \text{ с.} \qquad (3.5)$$

Величина действительного объёмного расхода топлива, протекающего через форсунку, составит

$$Q = 167 / 0{,}0021 = 79524 \text{ мм}^3/\text{с},$$

откуда с учетом формулы (3.5)

$$\mu F = 79\,524 / 531\,000 = 0{,}15 \text{ мм}^2.$$

Цикловая подача топлива проверялась по формуле (3.6) и равна расчетной величине, полученной из выражения (1.3 и 3.1)

$$q_ц = \mu F \cdot t \cdot \theta_Т \cdot 1000 = 0{,}15 \cdot 0{,}0021 \cdot 531 \cdot 1000 = 167 \text{ мм}^3. \qquad (3.6)$$

При коэффициенте расхода, равном 0,7, суммарная площадь сопловых отверстий составит 0,2143 мм$^2$. При числе сопловых отверстий 7 площадь сечения одного сопла $F_с$ равна 0,0306 мм$^2$. По известной величине площади соплового отверстия определим его диаметр $d_с$ .

$$d_С = \sqrt{\frac{4 \cdot F_С}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0306}{3{,}14}} = 0{,}2 \text{ мм.} \qquad (3.7)$$

Для цикловой подачи топлива $q_ц = 167$ мм$^3$ и $\varphi_В = 12^0$ величина $\mu F$ равна 0,15 мм$^2$, число сопловых отверстий 7, а их диаметр 0,2 мм. Выбранная величина $\mu F$ уточняется при доводке рабочего процесса дизеля.

Следует отметить, что форсунки с ЭГУ для двигателя КамАЗ-750 (Евро- 5) укомплектованы распылителями с числом сопловых отверстий 7, диаметром отверстий 0,2 мм и эффективным проходным сечением 0,16 – 0,18 мм$^2$. Распылители выпускает Алтайский завод прецизионных изделий (наименование 910 -1112110 -1, марка 910 -1).

### 3.4. Расчет электрогидравлического клапана управления ходом иглы распылителя

На рис. 3.8 показана схема клапанного узла (механизма управления) форсунки и силы, действующие на его детали.

Исходные данные для расчета:

$P$ – давление в камере управления, $P$ = 150 МПа (150$\cdot 10^6$ Н/м$^2$);
$d_2$ – диаметр перепускного отверстия (жиклёра), $d_2$ = 0, 3 мм;
$C$ – жёсткость пружины, закрывающей клапан, $C$ = 40 Н/мм;
$n$ – число витков катушки электромагнита , $n$ = 17;
$d_с$ – наружный диаметр сердечника, $d_с$ =10 мм;
$I$ – величина тока втягивания якоря электромагнита, $I$ = 20 А;
$M$ – масса якоря 3,7 г, пружины 0,7 г, шарика 0,1 г;
$x$ – зазор между якорем и сердечником, $x$ = 0,2 мм.

Расчет клапана с гидравлическим и электромагнитным управлением выполним в следующей последовательности:

3.1. Определим площадь перепускного (сливного) отверстия

$$S_п = \pi \times d_2{}^2 / 4 = 3{,}14 \times 0{,}3^2 / 4 = 0{,}07 \text{ мм}^2, \text{ или } 0{,}7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2. \qquad (3.8)$$

Шарик расположен на конической поверхности и прикасается с ней по окружности диаметром 0,5 мм. Площадь шарика, на которую действует топливо,

будет равна $0{,}2 \cdot 10^{-6}$ м$^2$.

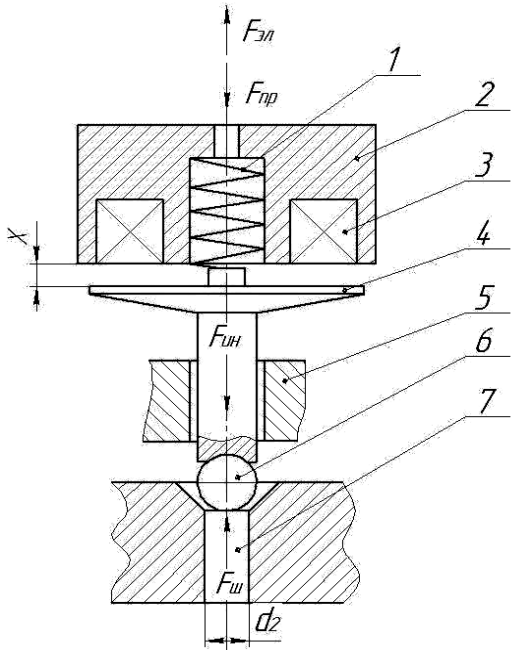



Рис. 3.8. Общий вид клапанного узла:
*1* – пружина;
*2* – сердечник электромагнита;
*3* – катушка;
*4* – якорь;
*5* – направляющая;
*6* – шарик;
*7* – перепускное отверстие

3.2. Вычислим силу, действующую на запорный клапан (шарик), от давления топлива в камере управления

$$F_{ш} = S_{п} \times P = 0{,}2 \cdot 10^{-6} \times 150 \cdot 10^{6} = 30 \text{ Н}. \quad (3.9)$$

3.3. Определим силу со стороны пружины, при ее предварительном сжатии $\Delta l$ на величину 1,5 мм

$$F_{пр} = C \times \Delta l = 40 \times 1{,}5 = 60 \text{ Н}. \quad (3.10)$$

Из анализа формул (3.9) и (3.10) следует, что усилие на пружине $F_{пр}$ больше усилия, которое действует на шарик $F_{ш}$ со стороны топлива, и клапан будет закрыт, пока электромагнит не притянет якорь *4* и не сожмет пружину *1*. Усилие электромагнита должно быть на 30 – 50% больше усилия со стороны сжатой пружины.

3.4. Втягивающую силу электромагнита без учета сил трения, магнитного сопротивления сердечника и якоря определим из выражения [8]

$$F_{эл} = \mu_{о} \times S_{я} \times (I \times n)^2 / 2x^2, \quad (3.11)$$

где $\mu_{о}$ – магнитная постоянная (абсолютная магнитная проницаемость), Гн/м; $S_{я}$ – площадь сердечника с учетом отверстия для установки пружины, м$^2$; $I$ – величина тока, А; $n$ – число витков катушки; $x$ – зазор между якорем и сердечником, м (при зазоре 0,2 мм величина $x = 0{,}2\ 10^{-3}$ м).

$$F_{эл} = 4\pi \cdot 10^{-7} \times 0{,}7 \cdot 10^{-4} \times (20 \cdot 17)^2 / 2\,(0{,}2 \cdot 10^{-3})^2 = 127 \text{ Н}. \quad (3.12)$$

Максимальная величина тока втягивания якоря электромагнита в цепи катушки достигает 19 – 20 А (начальная стадия процесса впрыска) [9]. Большое значение подводимого тока становится возможным благодаря разрядке конденсатора, который заряжается за период между впрысками до напряжения 70 В. В дальнейшем якорь электромагнита удерживается меньшей силой тока от 10 до 12 А в связи с тем, что величина воздушного зазора уменьшилась.

На рис. 3.9 показан разрез электромагнита, у которого катушка выполнена из медного провода диаметром 0,5 мм с числом витков 28.



Рис. 3.9. Разрез катушки электромагнита

Общая масса подвижных деталей клапанного узла (с учетом 30% массы пружины) равна $M$ = 4 г. Ввиду малости величины подвижных масс силой инерции пренебрегаем.

Расчеты показывают, что втягивающая сила электромагнита значительно превышает суммарное значение силы инерции от поступательных масс клапанного узла и силы сопротивления пружины ($F_{эл} > F_{пр}$). Усилие пружины также больше усилия, действующего на запорный клапан (шарик), со стороны давления топлива в камере управления и силы инерции ($F_{пр} > F_{ш}$). Выполнение указанных условий (баланса сил) обеспечит работоспособность клапанного механизма.

## 3.5. Диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя

Электрическую часть форсунки проверяют следующим образом:

1. С разъема форсунки отключают провод питания, идущий к катушке.
2. При помощи тестера определяют контакт катушки с «массой» форсунки. Сопротивление цепи должно быть равно бесконечности.
3. При помощи тестера определяют сопротивление катушки индуктивности, которое должно быть 0,3 Ом.
4. Силу тока в обмотке электромагнитного клапана определяют в процессе работы двигателя. Для этого используют токоизмерительные клещи или осциллограф. Сила тока втягивания якоря к сердечнику должна составлять 19 – 20 А, а удержания не менее 10 А.

При плохой герметичности перепускного клапана нарушается характеристика впрыска топлива, что приводит к ухудшению экономичности дизеля.

Из сливного отверстия (жиклёра) *11* (см. рис. 3.4) при его открытии вытекает топливо (для процесса управления) за впрыск объемом, равным

$$V_{уп} = \mu F_{ж} \cdot \vartheta_{ж} \cdot t = \mu F_{ж} \cdot \sqrt{\frac{2\,\Delta P}{\rho_{Т}}} \cdot t\,, \qquad (3.13)$$

где $\mu F_{ж}$ – эффективное проходное сечение жиклёра, м$^2$; $\vartheta_{ж}$ – скорость истечения топлива через жиклёр, м/с; $\Delta P$ – средняя величина давления топлива в камере управления, Н/м$^2$; $\rho_{Т}$ – плотность топлива, кг/м$^3$; $t$ − время впрыска, с.

При среднем давлении топлива в камере управления форсунок $\Delta P$ = $100 \cdot 10^6$ Н/м$^2$; $\rho_{Т}$ = 850 кг/м$^3$; $\mu F_{ж}$ = $0{,}5 \cdot 10^{-7}$ м$^2$ (диаметр жиклёра 0,3 мм, коэффициент расхода $\mu$= 0,7 ) и времени впрыска топлива 0,0021 с объем сливаемого топлива из камеры управления за время впрыска составит $48 \cdot 10^{-9}$ м$^3$, или 48 мм$^3$. За 1 мин форсунка дизеля КамАЗ-740-73-420 совершает 950 впрысков топлива в камеру сгорания, и объем сливаемого топлива из камеры управления составит 45 600 мм$^3$, или 45,6 см$^3$.

Допустимое диагностическое значение сливаемого топлива вместе с утечками через зазоры в распылителе и управляющем поршне не должны превышать 150 см$^3$ за 1 мин для одной форсунки [4, 7]. При исправном состоянии форсунок величина утечек топлива из штуцера *19* (см. рис. 3.4) у всех форсунок должна быть одинаковой (например, 100 ± 5 см$^3$).

На рис. 3.10 показана установка для контроля величины объема сливаемого топлива из штуцера форсунок с электрогидравлическим управлением. Если сливаемое топливо вместе с утечками превысит 150 см$^3$, то вначале проверяют герметичность клапана управления, а при необходимости притирают его или заменяют. Комплект форсунок подбирается с одинаковыми гидравлическими и электрическими характеристиками. Каждая форсунка имеет собственный индивидуальный код, определяющий такие характеристики, как расход топлива, время реакции, зависимость рабочих параметров от давления. Коды предназначены для точного управления впрыском топлива в каждый из цилиндров.

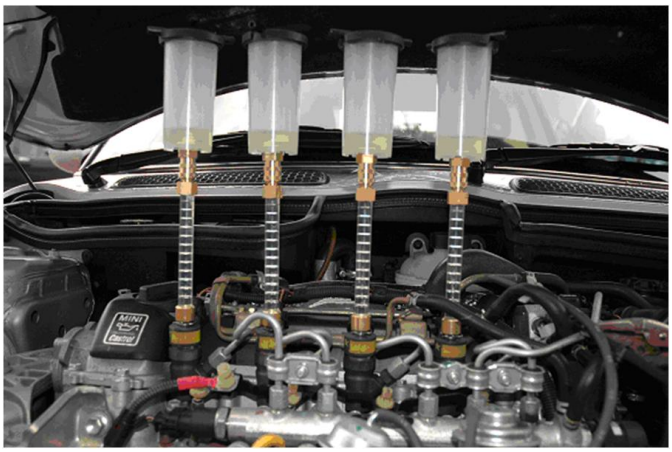


Рис. 3.10. Контроль сливаемого топлива из форсунок
с электрогидравлическим управлением

Замена, настройка форсунок выполняются с использованием специального тестового оборудования. Выбраковка одной форсунки обычно требует замены или регулировки всего комплекта форсунок.

Для постоянного контроля объёма сливаемого топлива из форсунки со стороны клапана управления и оценки его технического состояния рекомендуется установка на каждую форсунку (в линию слива топлива) датчиков для определения расхода топлива.

**Выводы**

1. Определен диаметр и ход плунжер насоса высокого давления.
2. Определено эффективное проходное сечение распылителей и диаметр сопловых отверстий.
3. Выполнен расчет системы подачи топлива с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя форсунки.
3.1. Приведено устройство и принцип действия форсунки с электронным управлением с управлением хода иглы.
3.2. Рассмотрены однофазные и многофазные характеристики впрыска топлива.
3.3. Выполнен расчет проходного сечения распылителя форсунки, определено его значение.
3.4. Дан расчет электромагнитного клапана управления ходом иглы распылителя.
3.5. Рассмотрено диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя путем определения объема топлива, вытекающего через клапан управления.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. Астахов И. В. Сжимаемость моторных топлив / И. В. Астахов //Энергомашиностроение. – 1960. – № 9. – С. 3 – 10.
2. Системы питания двигателей внутреннего сгорания: методические указания к лабораторным и практическим занятиям по профилю подготовки «Двигатели внутреннего сгорания» / сост. Ю.П. Макушев, Омск: СибАДИ, 2012. – 96 с.
3. 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.
4. Макушев Ю.П. Системы подачи топлива и воздуха дизелей : учебное пособие / Ю.П. Макушев, А.П. Жигадло, Л.Ю. Волкова. – Омск : СибАДИ, 2017. – 208 с.
5. Трусов В.И. Форсунки автотракторных дизелей / В. И. Трусов В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. – М. : Машиностроение, 1977. – 167 с.
6. Макушев Ю.П. Выбор эффективного проходного сечения распылителей и дифференциальной характеристики впрыска топлива для дизелей с цилиндровой мощностью до 250 кВт / Ю.П. Макушев, Л.Ю. Волкова // Омский научный вестник. – 2015.− №2 (140).– С. 76 – 79.
7. Губертус, Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей /Г. Губертус. Серия «Автомеханик»; пер. с нем. Ю. Г. Грудского. – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004.– 176 с.
8. Касаткин, А.С. Электротехника : учеб. для вузов / А.С. Касаткин, М.В. Немцов.– 9-е изд.–М. : Издательский центр «Академия», 2005.– 544 с.