

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Введение .....</b>	<b>5</b>
<b>Раздел первый. СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЕЙ.....</b>	<b>7</b>
<b>1. Топливная аппаратура дизеля с гидромеханическим управлением.....</b>	<b>7</b>
1.1. Устройство и принцип действия топливной аппаратуры дизеля с гидромеханическим управлением хода иглы.....	7
1.2. Устройство, регулирование и диагностирование топливного насоса дизеля КамАЗ-740.....	14
1.2.1. Регулировка номинальной подачи и начало действия регулятора.....	18
1.2.2. Рекомендации по диагностированию и ремонту насоса высокого давления .....	20
1.2.3. Особенности систем питания современных дизелей типа КамАЗ.....	21
1.3. Двухрежимный регулятор частоты вращения .....	24
1.4. Устройство и принцип работы регуляторов с гидравлическим и электромагнитным управлением.....	28
1.5. Определение основных размеров плунжерной пары насоса высокого давления.....	33
1.6. Расчетное определение эффективного проходного сечения распылителя и диаметра соплового отверстия.....	35
1.7. Конструкция и принцип действия установки для определения эффективного проходного сечения распылителя.....	40
1.8. Конструкции насосов-форсунок для впрыска топлива .....	43
1.8.1. Насос-форсунка с механическим управлением.....	43
1.8.2. Насос-форсунка с электромагнитным управлением.....	44
1.8.3. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим управлением .....	46
1.8.3.1. Процесс впуска топлива.....	46
1.8.3.2. Начало впрыска запальной дозы топлива.....	47
1.8.3.3. Завершение впрыска запальной дозы топлива.....	49
<b>2. Образование коксовых отложений в распылителях форсунок дизелей.....</b>	<b>54</b>
2.1. Причины образования кокса в сопловых отверстиях распылителей форсунок дизелей и способы его устранения .....	54
2.2. Причины образования кокса в сопловых отверстиях распылителей дизеля, работающего на газе, и способы его устранения.....	60
<b>3. Датчики для исследования и диагностирования процесса впрыска топлива в дизелях .....</b>	<b>64</b>
<b>4. Регулирование форсунок дизелей и восстановление распылителей.....</b>	<b>71</b>
4.1. Устройство и модернизация стенда КИ-3333 для регулировки форсунок.....	71
4.2. Стенд и методика восстановления герметичности посадочного конуса иглы распылителя форсунки.....	76
<b>5. Методика диагностирования топливной аппаратуры дизеля по изменению давления на входе в форсунку и изменению перемещения иглы.....</b>	<b>81</b>
5.1. Задачи технической диагностики и основные термины.....	81
5.2. Классификация диагностических систем.....	84
5.3. Диагностирование топливной аппаратуры с использованием накладного пьезоэлектрического датчика давления.....	88

5.4. Последовательность диагностирования по изменению давления топлива на входе в форсунку.....	90
5.5. Устройство, принцип работы и регулировка топливной аппаратуры тепловозного дизеля 16ЧН 26/26.....	95
5.6. Последовательность диагностирования по анализу движения иглы.....	99
<b>6. Система подачи топлива с электрогидравлическим управлением.....</b>	<b>103</b>
6.1. Устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы.....	103
6.2. Основы расчета форсунки с электрогидравлическим управлением.....	110
6.3. Расчет электрогидравлического клапана управления ходом иглы распылителя .....	116
6.4. Диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя .....	120
<b>7. Система подачи топлива с пьезоэлектрическим управлением хода иглы распылителя .....</b>	<b>123</b>
7.1. Устройство и принцип работы форсунки с пьезоэлектрическим управлением .....	123
7.2. Расчетное определение основных параметров пьезопривода управления клапанным узлом форсунки .....	128
7.3. Диагностирование форсунок с пьезоэлектрическим управлением хода иглы распылителя .....	132
<b>Раздел второй. СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ВОЗДУХА ДИЗЕЛЕЙ.....</b>	<b>134</b>
<b>8. Конструкция агрегатов наддува.....</b>	<b>134</b>
8.1. Системы наддува двигателей .....	134
8.2. Устройство агрегатов наддува .....	142
<b>9. Роторный нагнетатель типа Рутс.....</b>	<b>150</b>
<b>10. Расчет центробежного компрессора и радиально-осевой турбины.....</b>	<b>156</b>
10.1. Методика расчета центробежного компрессора с радиальным выходом лопаток .....	156
10.2. Расчет радиально-осевой турбины .....	169
<b>11. Методика расчета, диагностирования и регулирования системы перепуска газа мимо турбины.....</b>	<b>177</b>
<b>12. Диагностирование агрегатов наддува двигателя.....</b>	<b>186</b>
12.1. Анализ технического состояния цилиндропоршневой группы и системы питания двигателя.....	189
12.2. Диагностирование турбокомпрессора.....	191
12.3. Устройство и работа стенда для диагностирования и испытания агрегатов наддува.....	197
12.4. Характеристики компрессора и турбины.....	200
<b>Библиографический список .....</b>	<b>204</b>
<i>Приложение.</i> Расчёт радиально-осевой турбины и определение влияния поворота лопаток соплового аппарата на её выходные параметры.....	208

## ВВЕДЕНИЕ

Из главных систем дизеля можно выделить систему питания топливом, систему снабжения воздухом (наддув), систему смазки и охлаждения.

Технико-экономические показатели дизеля, токсичность отработавших газов зависят в основном от способа смесеобразования, совершенства топливной аппаратуры, ее состояния и регулировки.

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 и дальнобойность;
- 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 верхней мертвой точки (ВМТ) поршня первого цилиндра должно соответствовать требуемым значениям завода-изготовителя.

С целью улучшения процесса сгорания впрыск топлива интенсифицируют, применяя насосы-форсунки, аккумуляторные системы подачи топлива. Для управления характеристикой впрыска топлива применяют электромагнитные или пьезоэлектрические форсунки.

Эффективное использование рабочего объема двигателей внутреннего сгорания можно достичь путем увеличения плотности заряда, применяя наддув воздуха и увеличение подачи топлива.

Для повышения давления воздуха на впуске применяются объёмные и центробежные компрессоры. Повышение давления в цилиндре поршневого компрессора происходит путем сближения молекул, что достигается уменьшением объёма замкнутого пространства или преобразованием кинетической энергии в энергию давления в диффузорах (центробежные компрессоры). Сжатие газа динамическим спо-

собом является основным принципом турбокомпрессорных машин. Турбокомпрессор (*turbo* лат.– вихрь) – центробежный или осевой лопаточный компрессор для сжатия и подачи воздуха (газа).

Турбокомпрессор часто называют агрегатом наддува. Агрегат (от лат. – *aggrego* – присоединяю) – укрупненный элемент машины (например, компрессор и турбина или электродвигатель и насос), обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенную функцию.

Турбокомпрессор любого типа состоит из вращающегося лопаточного аппарата – рабочего колеса, в котором от внешнего источника (двигателя, турбины, электродвигателя) рабочему телу (газу) сообщается энергия. Неподвижные аппараты (диффузоры, спиральные камеры) предназначены для изменения величины и направления скорости потока и давления. Сжатие газа в каналах рабочего колеса происходит в результате силового воздействия лопаток на поток газа.

Применение наддува снижает расход топлива по следующим причинам:

1. Высокий крутящий момент и повышенная мощность позволяют иметь больше передаточных чисел коробок передач, что помогает снизить общую рабочую частоту вращения вала двигателя.
2. По сравнению с равносильным «атмосферным» двигателем двигатель с наддувом имеет меньшие габариты и малый вес.
3. Наддув способствует повышению эффективного КПД двигателя (лучше условия для сгорания топлива).

В пособии рассмотрены устройство, расчет, диагностирование систем питания дизеля с механическим и электронным управлением, агрегаты наддува с перепуском газа мимо турбины и поворотом лопаток соплового аппарата турбины.

Студенты, обучающиеся по направлению подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» профиля «Двигатели внутреннего сгорания» и других технических специальностей, должны в совершенстве владеть устройством, расчётом, техническим обслуживанием, диагностированием топливной аппаратуры и систем наддува современных дизельных двигателей.



## Раздел первый СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЕЙ

### 1. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДИЗЕЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

#### 1.1. Устройство и принцип действия топливной аппаратуры дизеля с гидромеханическим управлением хода иглы

Топливная аппаратура дизеля служит для своевременной подачи под высоким давлением точно дозированной порции распыленного топлива в камеру сгорания.

На рис. 1.1 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 ходом иглы. Насос высокого давления соединен с форсункой трубопроводом 6.

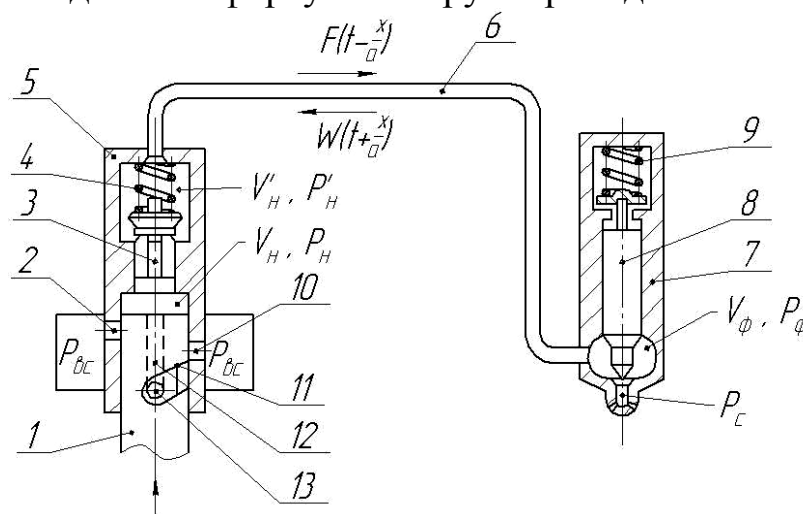


Рис. 1.1. Схема топливной аппаратуры дизеля

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

Нагнетательный клапан 3 поднимается, преодолевая силу пружины 4. В штуцере 5 объемом  $V'_n$  давление  $P'_n$  увеличивается. Пря-

мая волна давления  $F(t - x/a)$  со скоростью звука  $a$  (примерно 1200 м/с) под давлением  $P_\phi$  поступает по трубопроводу  $б$  в объем  $V_\phi$  форсунки 7. Когда давление в полости форсунки будет больше давления открытия иглы 8 (например, 20 МПа), 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 усилия пружины 9, которое изменяется регулировочным винтом или толщиной прокладок. Подача топлива продолжается до тех пор, пока не откроется отсечное окно 10 (оно расположено ниже впускного окна). 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 его пояска идет разгрузка линии высокого давления на величину 60 – 100 мм<sup>3</sup>. 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, активный ход плунжера и подача топлива.

На рис. 1.2 приведены различные виды нагнетательных клапанов.

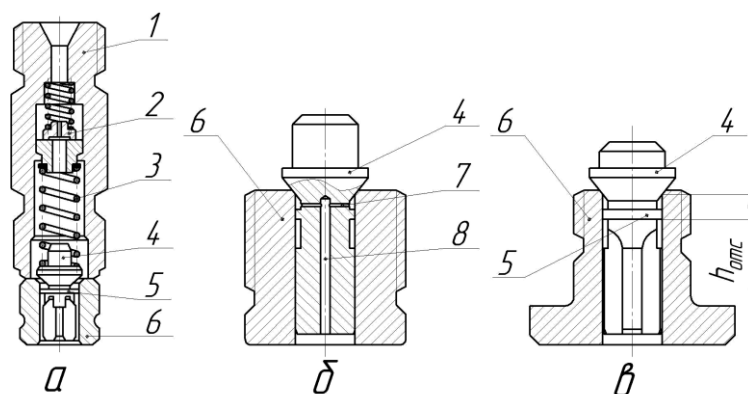


Рис. 1.2. Нагнетательные клапаны:

$a$  – 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

Особенностью клапана насоса фирмы Bosch (рис. 1.2, а) является то, что в прямом направлении потока топлива он открывает обратный дроссель 2 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 подачу топлива, особенно на режиме холостого хода.

При помощи клапана с корректирующим отверстием изменяют внешний вид скоростной характеристики насоса высокого давления (рис. 1.3). Например, от точки 7 до точки 2 можно получить постоянное значение цикловой подачи, ее рост или снижение. Для этого изменяют диаметр корректирующего отверстия 7 или высоту разгрузочного пояска клапана.

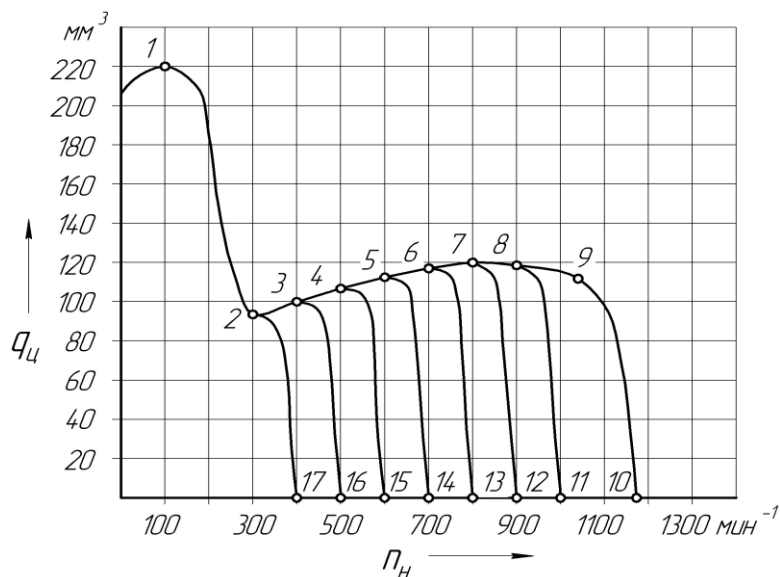


Рис. 1.3. Скоростная характеристика насоса (внешняя и регуляторная): (1-10) – точки внешней скоростной характеристики насоса при положении рейки на упоре; 1 – подача топлива на режиме пуска; 7 – цикловая подача на режиме максимального крутящего момента; 9 – цикловая подача на номинальном режиме; 10 – 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

В настоящее время вместо неуправляемых нагнетательных клапанов механического типа стали применять управляемые электромагнитные клапаны. Это связано с необходимостью повышения топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов ди-

зелей. Однако такие системы управления пока еще не нашли широкого применения в отечественных двигателях. Основным элементом этой системы является электроуправляющий дозирующий клапан, размещенный в полости над плунжером топливного насоса высокого давления [47].

На рис. 1.4 показана упрощенная схема электромагнитного клапана, позволяющего изменять начало и конец подачи топлива и дозировать его величину. Конструктивное исполнение электромагнитного клапана может быть различного вида.

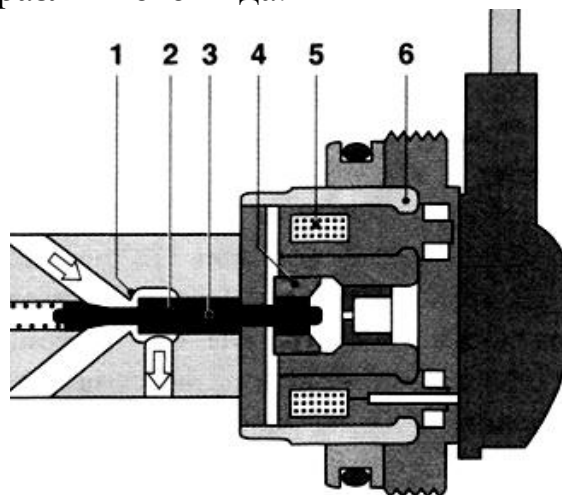


Рис. 1.4. Электромагнитный клапан:

- 1 – седло клапана; 2 – направление закрытия клапана;  
3 – игла клапана; 4 – якорь электромагнита; 5 – катушка;  
6 – сердечник электромагнита

Применение электромагнитного клапана значительно упрощает конструкцию плунжерной пары насоса высокого давления. Плунжер не имеет винтовой канавки для регулирования подачи топлива, представляет собой гладкий цилиндрический стержень, задачей которого является только подавать топливо в линию высокого давления. Величина давления топлива в линии нагнетания зависит от давления открытия иглы форсунки и проходного сечения распылителя. Движение плунжера во втулке осуществляется при помощи кулачка. Во втулке плунжерной пары отсутствует отверстие для отсечки топлива.

При подаче напряжения из блока управления на катушку 5 создается магнитодвижущая сила и якорь 4 перемещает иглу 3, прижимая ее к седлу 1. При закрытии клапана слив топлива прекращается и давление в линии нагнетания (в трубопроводе и полости форсунки) резко повышается. Когда давление станет больше давления начала открытия иглы форсунки, игла откроется и начнется впрыск топлива в

камеру сгорания. Впрыск топлива продолжается до тех пор, пока на катушку 5 подается напряжение. При отсутствии напряжения магнитное поле катушки 5 исчезает и под действием пружины игла 3 возвращается в исходное положение. Между седлом клапана 1 запорной части иглы 3 образуется зазор, через который сливается топливо из линии нагнетания. Давление топлива снижается, впрыск топлива прекращается. При помощи электромагнитного клапана осуществляется также изменение начала впрыска топлива и угол опережения впрыска относительно верхней мёртвой точки (ВМТ).

На рис. 1.5 приведена конструкция насоса высокого давления фирмы Bosch (Германия) с жестким корпусом. Рассмотрим принцип действия рядного насоса плунжерного типа, который применяется для подачи малого количества топлива, но при больших давлениях (до 100 МПа).

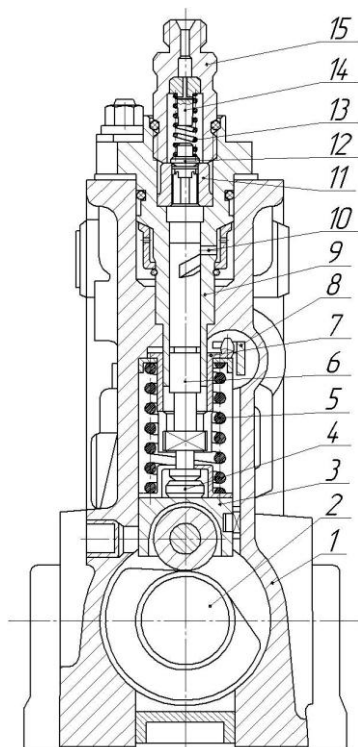


Рис. 1.5. Насос высокого давления фирмы Bosch:  
 1 – корпус насоса; 2 – вал кулачковый специальной формы; 3 – толкатель; 4 – пята толкателя; 5 – пружина толкателя; 6 – плунжер; 7 – поворотная втулка; 8 – рейка насоса; 9 – втулка плунжера; 10 – окно впускное; 11 – седло клапана; 12 – нагнетательный клапан; 13 – пружина нагнетательного клапана; 14 – вытеснитель; 15 – штуцер

При движении плунжера вниз топливо через впускное окно 9 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 б закрывает окно 10, происходит сжатие топлива и повышение давления.

Топливо под высоким давлением перемещается к форсунке. Давление действует на площадь иглы, открывая ее. Давление открытия зависит от способа смесеобразования и лежит в пределах 12 – 30 МПа. Отсечка происходит в момент, когда верхняя кромка паза плунжера б достигнет кромки окна 10. Паз плунжера (винтовая кромка) б соединяется отверстием 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 плунжера б изменяется положение винтовой (косой) кромки наклонного паза относительно отверстия 10. Изменяется величина активного хода плунжера и подача топлива.

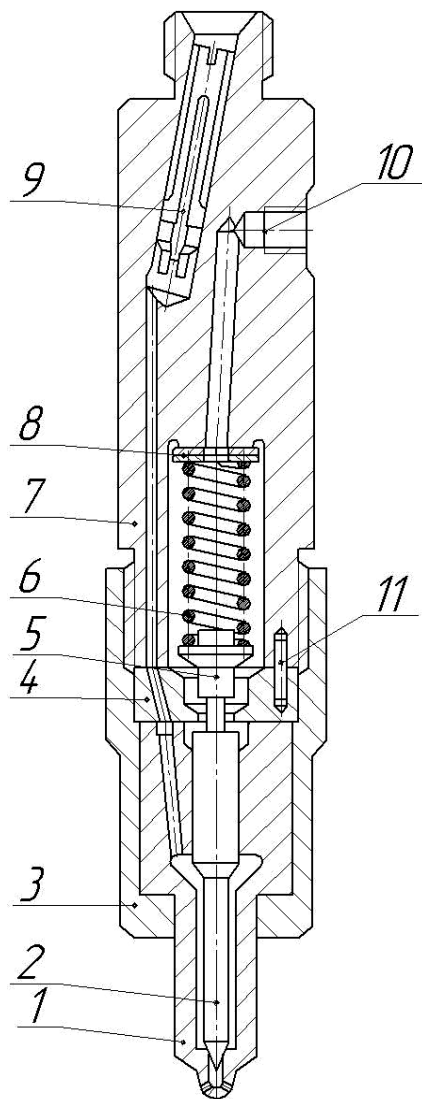
Поворот плунжера происходит при помощи рейки, соединенной рычагом с всережимным регулятором. Рейка соединяется при помощи втулки 7 с плунжером б. На некоторых насосах рейка выполняется с нанесением зубьев. Поворот плунжера осуществляется зубчатым сектором с втулкой, имеющей паз, в который входит плунжер.

Процесс подачи топлива имеет волновой характер. После прекращения подачи топлива и закрытия иглы распылителя форсунки волна давления движется в обратном направлении от форсунки к насосу. Отразившись от клапана, волна давления движется обратно к форсунке. Если давление отраженной волны будет больше давления начала открытия иглы, то игла откроется и начнется дополнительный впрыск топлива. Данное явление называют «подвпрыском», топливо плохо распыливается и сгорает с образованием сажи. При этом расход топлива резко увеличивается, в каналах распылителей возможно образование кокса. Для устранения «подвпрысков» топлива применяют разгрузку линии высокого давления при помощи особой конструкции нагнетательных клапанов.

На рис. 1.6 показана форсунка фирмы Bosch с укороченной штангой 5. Масса штанги уменьшена для снижения сил инерции и контактных напряжений в зоне посадочного конуса распылителя.

Рис. 1.6. Форсунка фирмы Bosch:

- 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



В корпусе распылителя 1 выполнены сопловые отверстия диаметром 0,2 – 0,5 мм. Пружина 6 имеет жесткость 200 – 300 Н/мм и предварительно сжата регулировочными шайбами 8 на 2 – 3 мм. Усилие пружины 6 через штангу 5 передается на иглу 2, которая закрывает сопловые отверстия. Давление открытия иглы зависит от величины усилия пружины 6, диаметра направляющей иглы 2 и для различных дизелей находится в пределах 20 – 35 МПа.

Форсунка при помощи трубопровода высокого давления соединяется со штуцером насоса. В зависимости от скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля насос создает давление, игла 2 открывается (давление в трубопроводе больше давления открытия иглы) и топливо в распыленном виде поступает в камеру сгорания.

## 1.2. Устройство, регулирование и диагностирование топливного насоса дизеля КамАЗ -740

На рис. 1.7 показан общий вид секции топливного насоса высокого давления (ТНВД) дизеля КамАЗ -740.

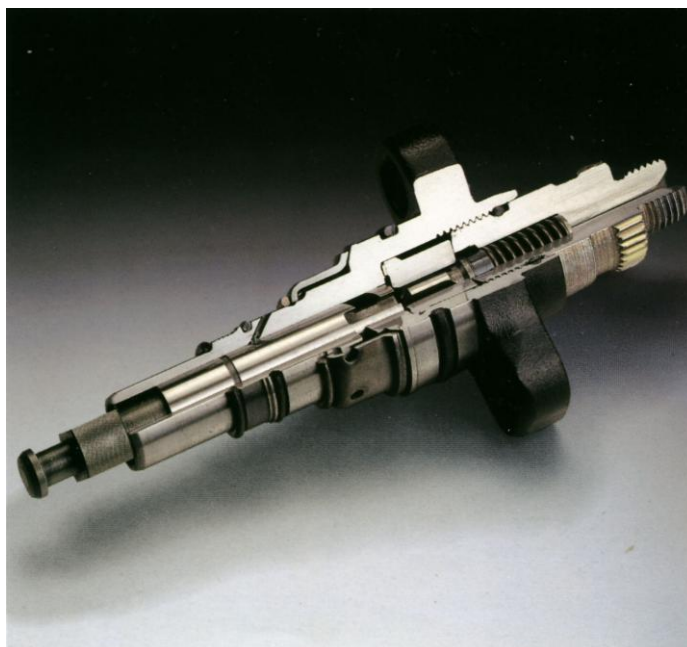


Рис. 1.7. Общий вид насосной секции

Для ограничения максимальных частот вращения коленчатого вала двигателя и обеспечения необходимой цикловой подачи топлива на режиме пуска, холостого хода, номинальной мощности, максимального крутящего момента и других нагрузках у насоса высокого давления имеется регулятор. По конструктивному исполнению регуляторы бывают всережимные, двухрежимные и однорежимные. Регуляторы могут иметь прямые и обратные корректоры. Прямой корректор увеличивает подачу топлива на 10 – 20% при снижении частоты вращения (например, резко увеличивается нагрузка). Обратный корректор снижает подачу топлива при малых частотах вращения коленчатого вала для уменьшения сажи в отработавших газах. Применяют также корректоры цикловой подачи в зависимости от давления, создаваемого агрегатами наддува воздуха.

В настоящее время в эксплуатации еще находятся дизели типа КамАЗ -740 с управлением насоса высокого давления при помощи механического регулятора. Ниже приводятся его устройство и порядок регулирования.



Рассмотрим принцип действия **всережимного регулятора** и методику его регулирования. На рис. 1.8 приведена схема всережимного регулятора двигателя КамАЗ -740.

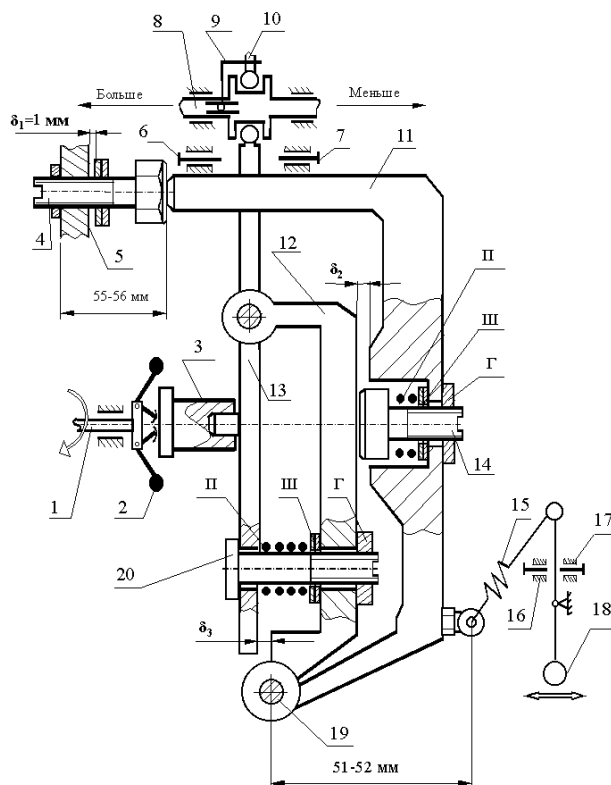


Рис. 1.8. Схема всережимного регулятора насоса высокого давления типа 33 двигателя КамАЗ -740:  
 1 – державка грузов; 2 – грузы регулятора; 3 – муфта;  
 4 – болт регулировки общей подачи топлива; 5 – корпус насоса; 6 – болт регулировки пусковой подачи; 7 – болт ограничения хода рычага останова; 8 – рейка 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

Положение рейки насоса 8 влияет на угол поворота поводка плунжера 10, его активный ход и величину подачи топлива, которая изменяется от нуля до 210 мм<sup>3</sup> за впрыск. Рейка 8 перемещается влево и вправо при помощи рычага 13, на который действуют силы грузов 2 и пружины регулятора 15.

Центробежная сила грузиков определяется выражением

$$F_u = m \cdot R \cdot \omega^2, \quad (1.1)$$

где  $m$  – масса грузиков, кг;  $R$  – радиус вращения центра масс грузиков, м;  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения грузиков 1/с;  $n$  – частота вращения грузиков, мин<sup>-1</sup>.

При массе грузиков 0,01 кг, радиусе вращения центра масс 0,02 м, номинальной частоте вращения вала насоса 1300 мин<sup>-1</sup> с учетом передаточного отношения привода регулятора, равного 2,3, центробежная сила будет равна 200 Н. При равенстве плеч грузиков и их лапок усилие на муфте будет равно 200 Н.

Для обеспечения постоянного положения рейки насоса, например на режиме номинальной мощности, со стороны пружины регулятора должна быть обеспечена сила, равная центробежной силе грузиков. Например, при жесткости пружины регулятора в 50 Н/мм пружина должна быть растянута на 4 мм, создавая силу 200 Н.

Сила пружины равна

$$F_{np} = c \cdot \Delta y, \quad (1.2)$$

где  $c$  – жесткость пружины, Н/мм;  $\Delta y$  – величина растяжения пружины, мм.

При равенстве  $F_u$  и  $F_{np}$  рейка находится в неподвижном состоянии, обеспечивая требуемую подачу топлива. Если  $F_u > F_{np}$ , рейка перемещается в сторону уменьшения подачи и наоборот.

При регулировке топливной аппаратуры пользуются понятием «цикловая подача» (подача за один ход плунжера). Циклом называют совокупность (множество) тактов, обуславливающих работу двигателя. Цикл четырехтактного двигателя включает такты впуск, сжатие, рабочий ход и выпуск. Рабочий цикл у четырехтактного двигателя продолжается 720°, а такт – 180°. Примерно за 20° до ВМТ поршня на такте сжатия в воздух, сжатый в камере сгорания до температуры 500–600 °С, подается под высоким давлением (40–60 МПа) распыленное топливо.

Для режима номинальной мощности двигателя цикловую подачу определяют по формуле

$$q_u = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_n \cdot \rho_m \cdot 60}, \quad (1.3)$$

где  $q_e$  – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч);  $N_e$  – эффективная номинальная мощность, кВт;  $i$  – число цилиндров;  $n_n$  – частота вращения вала насоса, мин<sup>-1</sup>;  $\rho_m$  – плотность топлива.

Так, для двигателя КамАЗ-740 при  $q_e = 240$  г/(кВт·ч),  $N_e = 166$  кВт,  $i = 8$ ;  $n_n = 1300$  мин<sup>-1</sup>,  $\rho_m = 0,83$  г/см<sup>3</sup>, величина  $q_u = 77$  мм<sup>3</sup>/цикл (на двигателе).

Цикловую подачу измеряют на стенде, используя мензурки с делением, счетчик циклов и шторку с приводом от электромагнита, открывающую или закрывающую поток топлива из форсунок. Если за 100 циклов в мензурку подано 20 см<sup>3</sup> (20000 мм<sup>3</sup>), то подача за цикл будет равна 200 мм<sup>3</sup>.

При работе двигателя вращается кулачковый вал насоса и державка грузов 1 (см. рис. 1.8). Под действием центробежной силы грузики 2 расходятся и своими лапками перемещают муфту 3 вправо, воздействуя на рычаг муфты 13. При натяжении пружины регулятора 15 рычагом управления 18 рычаг регулятора 11 прижимается к болту 4, которым регулируют общую подачу топлива. На номинальном режиме ( $n_n = 1300$  мин<sup>-1</sup>), когда пружина 15 максимально растянута (рычаг 18 упирается в винт 17), промежуточный рычаг 13 прижат к рычагу 12 ( $\delta_3 = 0$ ), а рычаг 12 упирается в рычаг 11 ( $\delta_2 = 0$ ). Пружины прямого корректора 14 и обратного 20 (противодымного) сжаты.

Прямой корректор 14 служит для увеличения подачи топлива на режиме максимального крутящего момента ( $n_n = 800 - 900$  мин<sup>-1</sup>). Это позволяет увеличить крутящий момент двигателя на перегрузках и повысить его проходимость. Коррекция (изменение) подачи топлива зависит от зазора  $\delta_2$  между рычагами 11 и 12. Чем больше этот зазор, тем на большую величину перемещаются влево рычаги 12, 13 и рейка насоса 8. При этом увеличивается подача топлива в результате поворота плунжера насоса высокого давления [15].

Начало действия корректора зависит от усилия пружины корректора, которое регулируется прокладками или винтом. Полное выступание штока корректора должно быть при  $n_n = 800-900$  мин<sup>-1</sup> ( $M_{кр \max} = 650$  Н·м). При этом крутящий момент двигателя увеличивается на 20% по сравнению с номинальным (основным) режимом.

При частоте вращения вала насоса ниже 700 мин<sup>-1</sup> в работу вступает обратный (антидымный) корректор 20. Когда сила пружины корректора станет больше силы грузов, то рычаг 13 отходит от опорной поверхности рычага 12. Рычаг 13 поворачивается вокруг своей оси, перемещая рейку 8 вправо (в сторону уменьшения подачи).

### 1.2.1. Регулировка номинальной подачи и начало действия регулятора

На рис. 1.9 показана крышка насоса высокого давления с рычагами управления топливной аппаратурой дизеля КамАЗ -740.

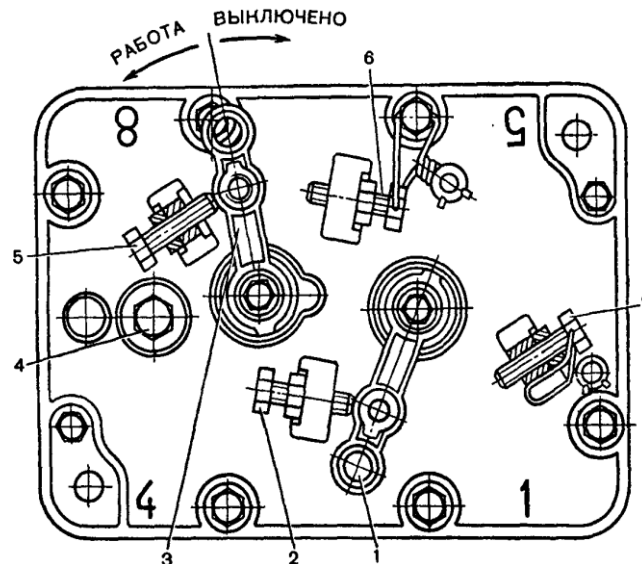


Рис. 1.9. Крышка регулятора с рычагами управления (насос типа 33): 1 – рычаг управления регулятором; 2 – болт ограничения минимальной частоты вращения; 3 – рычаг останова; 4 – пробка наливного отверстия; 5 – болт регулировки пусковой подачи; 6 – болт регулировки хода рычага останова; 7 – болт ограничения максимальной частоты вращения

1. При помощи специального приспособления рычаг 1 прижимают к болту 7 и фиксируют его (см. рис. 1.9).

2. Включив стенд и установив частоту вращения вала насоса, равную  $1300 \text{ мин}^{-1}$ , наблюдают подачу топлива через все форсунки.

3. Увеличив частоту вращения до  $1350\text{--}1370 \text{ мин}^{-1}$ , проверяют начало действия регулятора. Подача топлива должна уменьшиться до  $60\text{--}70 \text{ мм}^3$ . Полное выключение подачи должно произойти при  $n_n = 1450\text{--}1500 \text{ мин}^{-1}$ . Начало действия регулятора контролируют винтом 7 (выкручивая – частота вращения увеличивается, закручивая – уменьшается).

4. Устанавливают частоту вращения вала насоса  $1300 \text{ мин}^{-1}$ , а счетчик циклов в положение 1000.

5. Включают измерительное устройство, объем топлива в мензурках должен быть 78–80 см<sup>3</sup> (78–80 мм<sup>3</sup>/цикл).

Если во всех секциях подача топлива намного больше или меньше заданного значения, то, сняв крышку насоса, подачу регулируют винтом 4 (см. рис. 1.8). При закручивании винта на один оборот подача увеличивается на 10 мм<sup>3</sup>, при выкручивании – уменьшается. По всем секциям подача должна быть равной. Неравномерность подачи по секциям не должна превышать 3%. Она зависит от износа прецизионных пар насоса и форсунки, разной по величине регулировки форсунок на давление начала открытия иглы и других факторов [48]. Для окончательной регулировки отпускают гайки крепления фланца корпуса секции на два оборота и, поворачивая его на 5–10°, производят изменение подачи (по часовой стрелке меньше, против – больше).

Последние модификации насосов высокого давления имеют меньшую по величине частоту вращения вала, но большую цикловую подачу топлива.

Внешняя скоростная (контрольная) характеристика насоса показана на рис. 1.10. Там же приведено влияние зазора в корректорах на изменение подачи топлива.

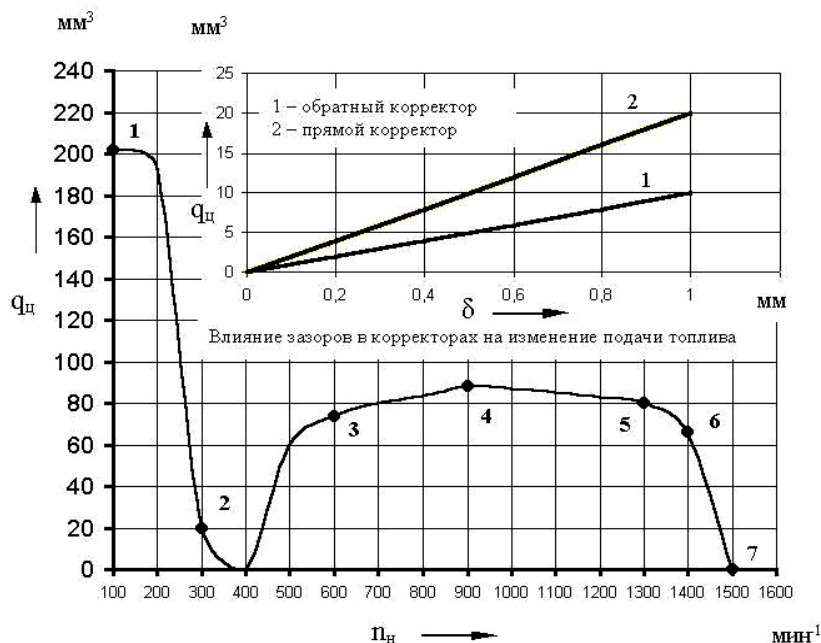


Рис. 1.10. Внешняя скоростная (контрольная) характеристика насоса:

- 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 – прекращение подачи топлива

### **1.2.2. Рекомендации по диагностированию и ремонту насоса высокого давления**

При необходимости замены плунжерной пары насосная секция снимается. При этом нужно вывести из зацепления замок 9 с поводка плунжера, иначе будет сломана рейка 8 (см. рис. 1.8).

При установке крышки регулятора на место необходимо полностью вывернуть винт холостого хода 16, иначе крышка не войдет в направляющие.

При повороте рычага останова 3 до упора в болт 6 (см. рис. 1.9) подача из форсунок должна прекратиться на любом скоростном режиме. Запас хода рейки в сторону выключения подачи должен быть 0,7–0,8 мм.

Для обеспечения максимального давления подача топлива должна осуществляться при наибольшей скорости плунжера. Для насоса КамАЗ это происходит за  $42^{\circ}$  до оси симметрии профиля кулачка. Порядок работы двигателя 1 –5 –4 –2 –6 –3 –7 –8, а насоса 8 –4 –5 –7 –3 –6 –2 –1. Изменение порядка насоса по сравнению с порядком работы двигателя связано с тем, что насос при монтаже на двигателе повернут на  $180^{\circ}$ . Восьмая секция (1 цилиндр двигателя) начинает подачу топлива за  $42^{\circ}$  до оси симметрии кулачка. В момент подачи топлива метки на корпусе насоса и ведомой полумуфте должны совпадать.

Если принять начало подачи восьмой секции за 0, то подача должна начинаться в 4 через  $45^{\circ}$ ; 5– $90^{\circ}$ ; 7– $135^{\circ}$ ; 3– $180^{\circ}$ ; 6– $225^{\circ}$ ; 2– $270^{\circ}$ ; 1– $315^{\circ}$ .

Отклонение начала подачи топлива любой секцией относительно восьмой не должно превышать  $20'$  (1 град =  $60'$ ). Начало подачи топлива регулируется подбором толщины пяты, расположенной между кулачком и плунжером. Пяту толкателя по толщине подбирают по номеру группы, который нанесен на ее поверхность. Всего 19 номеров от –9 до 9 с изменением толщины в 0,05 мм. Изменение толщины на 0,05 мм соответствует повороту кулачкового вала на  $12'$ . При установке пяты большей толщины топливо начинает подаваться раньше, меньшей – позже.

Номинальная длина главной пружины должна быть равна 58 мм, увеличение длины допускается до 59,5 мм.

Особое внимание обратите на состояние узла «шток – втулка» насоса низкого давления. Зазор в указанном сопряжении не должен

превышать 0,012 мм. При увеличении зазора топливо перетекает в полость насоса, а затем в картер двигателя, ухудшая качество масла и ускоряя износ двигателя. При замене пары «шток–втулка» на новую втулку устанавливают в корпус насоса на клею, составленном на основе эпоксидной смолы.

### ***1.2.3. Особенности систем питания современных дизелей типа КамАЗ***

У современных дизелей типа КамАЗ -740 частота вращения вала насоса  $n_n = 950 \text{ мин}^{-1}$ , удельный эффективный расход топлива  $q_e = 210 \text{ г/(кВт·ч)}$ . Последние модификации дизелей КамАЗ -740 оборудуются топливными системами аккумуляторного типа с электрогидравлическим управлением хода иглы (системы подачи топлива Common Rail, см. гл. 6).

Этапы развития конструкций дизелей КамАЗ и их систем подачи топлива приведены в работе [46]. В соответствии с Техническим регламентом «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ» ОАО «КамАЗ» с 2008 года приступило к выпуску автомобильной техники 3-го экологического класса. Автомобили и шасси КамАЗ стали комплектовать двигателями внутреннего сгорания, сертифицированными на соответствие требованиям Правил № 49-04А (ЕВРО-3) и № 96-01, ЕЭК ООН.

В настоящее время серийно выпускаемые дизели КамАЗ уровня ЕВРО-3 отличаются применяемыми в их конструкции системами топливоподачи:

1. С V-образным топливным насосом высокого давления (ТНВД) производства ОАО «ЯЗДА» (Ярославский завод дизельной аппаратуры) типа 337-23 и электронным регулятором частоты вращения. Диапазон номинальной (полезной) мощности дизеля от 176 до 265 кВт.

2. С рядным ТНВД производства фирмы Bosch типа P710023 и электронным регулятором частоты вращения. Диапазон номинальной мощности дизеля от 176 до 294 кВт.

3. С аккумуляторной системой топливоподачи типа Common Rail (общий путь) далее CR и электронной системой управления. Диапазон номинальной мощности дизеля от 176 до 309 кВт.

На рис. 1.11 показан общий вид двигателя КамАЗ-740, оборудованного аккумуляторной системой топливоподачи типа Common Rail.

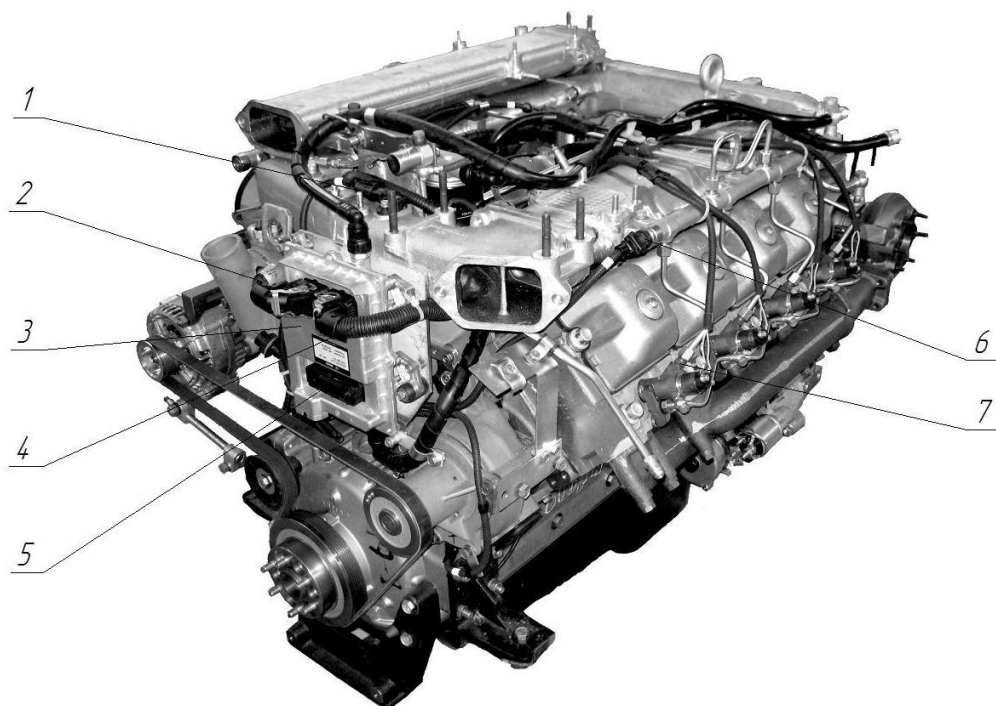


Рис. 1.11. Расположение агрегатов топливной аппаратуры Common Rail на двигателе КамАЗ-740 и датчиков системы управления подачей топлива: 1 – датчики температуры и давления наддувочного воздуха; 2 – жгут (провода) системы управления двигателем; 3 – электронный блок управления; 4 – жгут системы управления силовой; 5 – интерфейс CAN; 6 – датчик давления в топливном аккумуляторе; 7 – электромагнитный клапан форсунки

На рис. 1.12 приведена в сборе аккумуляторная система топливоподачи типа Common Rail.

Главное преимущество системы топливоподачи CR – это возможность управлять рабочим процессом дизелей (сгоранием топлива). Применение на дизелях семейства КамАЗ уровня ЕВРО -3 системы подачи топлива CR фирмы Bosch (насос высокого давления типа CP3.4, форсунок с электромагнитным управлением типа CRIN2, электронного блока управления EDC7UC31) позволило увеличить давление впрыска топлива до 160 МПа, расширить диапазон мощности дизелей до 310 кВт и снизить удельный эффективный расход топлива до 205 г/(кВт·ч).

Дизель типа КамАЗ -740 имеет 8 цилиндров диаметром 120 мм, ходом поршня 130 мм, рабочим объемом 11,76 л. Частота вращения вала двигателя 1900 мин<sup>-1</sup> на режиме номинальной мощности.



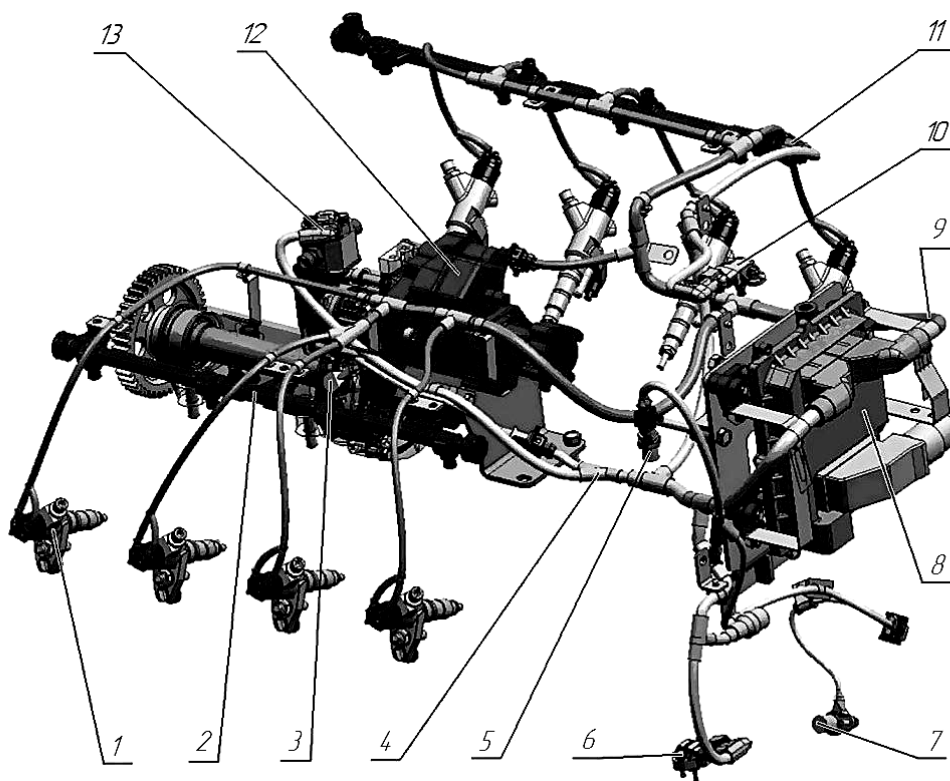


Рис. 1.12. Электронная система управления двигателем:

1 – инжектор (форсунка); 2 – аккумулятор; 3 – датчик положения кулачкового вала; 4 – жгут системы управления двигателем; 5 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 6 – датчик температуры и давления масла; 7 – датчик положения коленчатого вала; 8 – электронный блок управления; 9 – жгут системы управления силовой; 10 – датчик температуры и давления наддувочного воздуха; 11 – датчик давления в топливном аккумуляторе; 12 – топливный насос высокого давления; 13 – датчик температуры и давления воздуха

Следующий этап развития дизелей типа КамАЗ – создание конкурентоспособных двигателей уровня ЕВРО-4. Разработка была произведена на базе двигателя ЕВРО-3 с использованием топливной аппаратуры CR, с дальнейшим форсированием процесса топливоподачи и изменением формы камеры сгорания.

Для снижения пульсаций в приводе насоса высокого давления предложен гаситель крутильных колебаний жидкостного типа.

Для повышения надежности блока цилиндров выполнена замена серого чугуна СЧ-25 на чугун с вермикулярным графитом ЧВГ-35.

В табл. 1.1 представлены технические характеристики дизеля КамАЗ уровня ЕВРО-3 с насосом высокого давления «ЯЗДА» типа 337-23 и электронным регулятором частоты вращения.

Таблица 1.1

**Технические характеристики дизелей КамАЗ уровня ЕВРО-3**

Модель	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность, л.с./ кВт	$M_{кр. \text{ мах.}}$ Н·м	Цикловая подача, мм <sup>3</sup> /цикл
740.64-420	1900	420/309	1900	167
740.63-400		400/294	1800	157
740.60-360		360/265	1600	143
740.61-320		320/235	1400	127
740.62-280		280/206	1200	111
740.65-240		240/176	1000	95

Для выполнения технического норматива по содержанию оксидов азота применена система селективной (выборочной) обработки отработавших газов (SCR) – добавкой мочевины (карбамида) в каталитический нейтрализатор.

Дальнейшим этапом развития дизелей типа КамАЗ – создание двигателей уровня ЕВРО-5. Разработка была произведена на базе двигателя ЕВРО-4 с использованием топливной аппаратуры CR и давлением впрыска топлива до 220 МПа. Применена бортовая диагностическая система для контроля выбросов вредных веществ в период эксплуатации двигателя. Рекомендован двухступенчатый газотурбинный наддув.

### **1.3. Двухрежимный регулятор частоты вращения**

Современные двигатели внутреннего сгорания оборудуются не только всережимными, но и двухрежимными регуляторами частоты вращения. Двухрежимные регуляторы обеспечивают автоматическое регулирование минимальной и максимальной частот вращения коленчатого вала двигателя (два режима). Конструкция регулятора позволяет корректировать подачу топлива по скоростной характеристике (увеличивать подачу при снижении частоты вращения). Увеличение подачи при пуске может осуществляться регуляторами или специальным ручным устройством, которое позволяет устанавливать рейку насоса в положение максимальной подачи. В условиях городского движения автомобиля с дизелем, оборудованным всережимным регулятором, расход топлива увеличивается на 5–7% по сравнению с двух-

режимным. Это происходит потому, что при разгонах, в отличие от двухрежимного регулятора, всережимный регулятор переводит рейку в положение, соответствующее режиму полной подачи, а потом уже устанавливается цикловая подача в соответствии с нагрузкой.

Конструкция двухрежимного регулятора (рис. 1.13) позволяет автоматически увеличивать подачу топлива при пуске, корректировать подачу топлива при изменении частоты вращения, ограничивать максимальную частоту вращения вала двигателя.

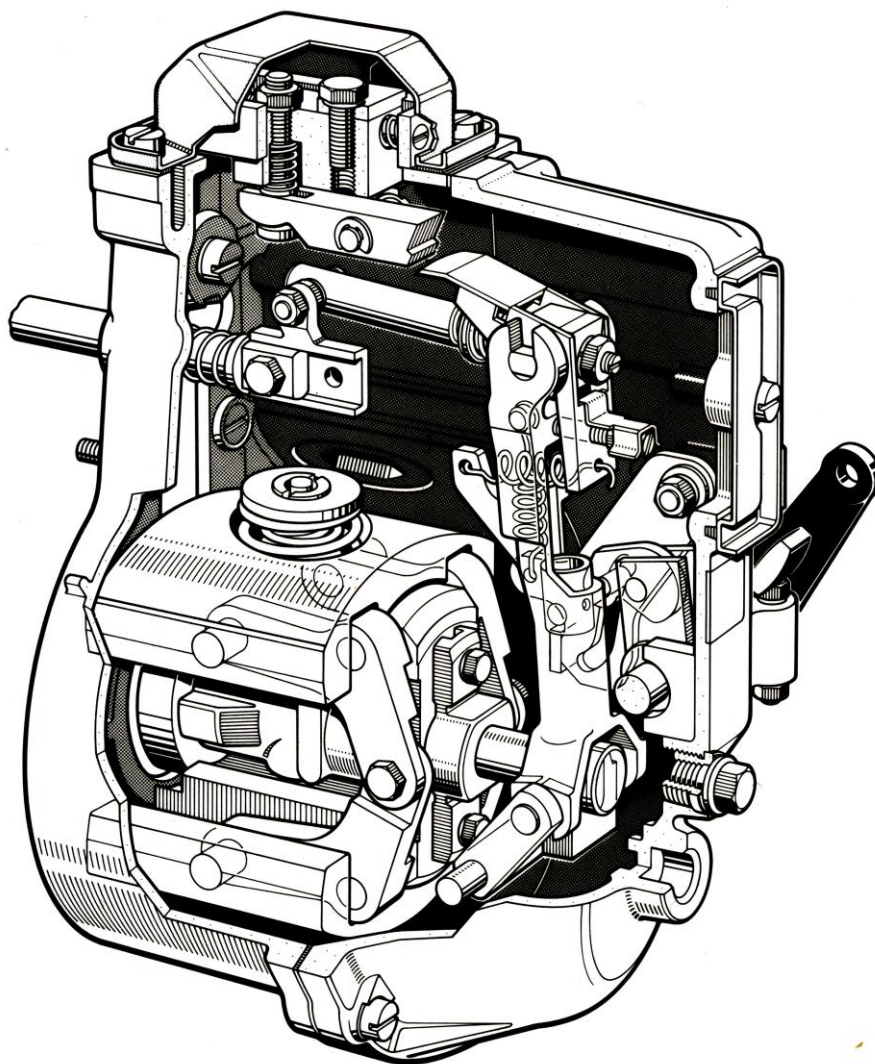


Рис. 1.13. Общий вид двухрежимного регулятора

Вал 1 (рис. 1.14) имеет втулку 2, в которой установлена муфта 3, к которой шарнирно закреплены грузы 4. На рис. 1.14 для упрощения схемы показан один груз. Второй с блоком пружин располагается симметрично под углом  $180^{\circ}$ . Тарелка 5 с пружиной 6 обеспечивает

пусковую подачу. При пуске двигателя ( $n_n = 100 \text{ мин}^{-1}$ ) центробежная сила грузов *4* незначительна. Под действием пусковой пружины *6* через тарелку *5* грузы *4* при помощи муфты *3* и двухплечего рычага *13* устанавливают рейку *15* в положение наибольшей подачи топлива. На некоторых регуляторах (ЗИЛ-645) пусковой пружины нет, его функцию выполняет рычаг *20*, при помощи которого водитель при пуске обеспечивает максимальную подачу топлива (150–160 мм<sup>3</sup>/цикл).

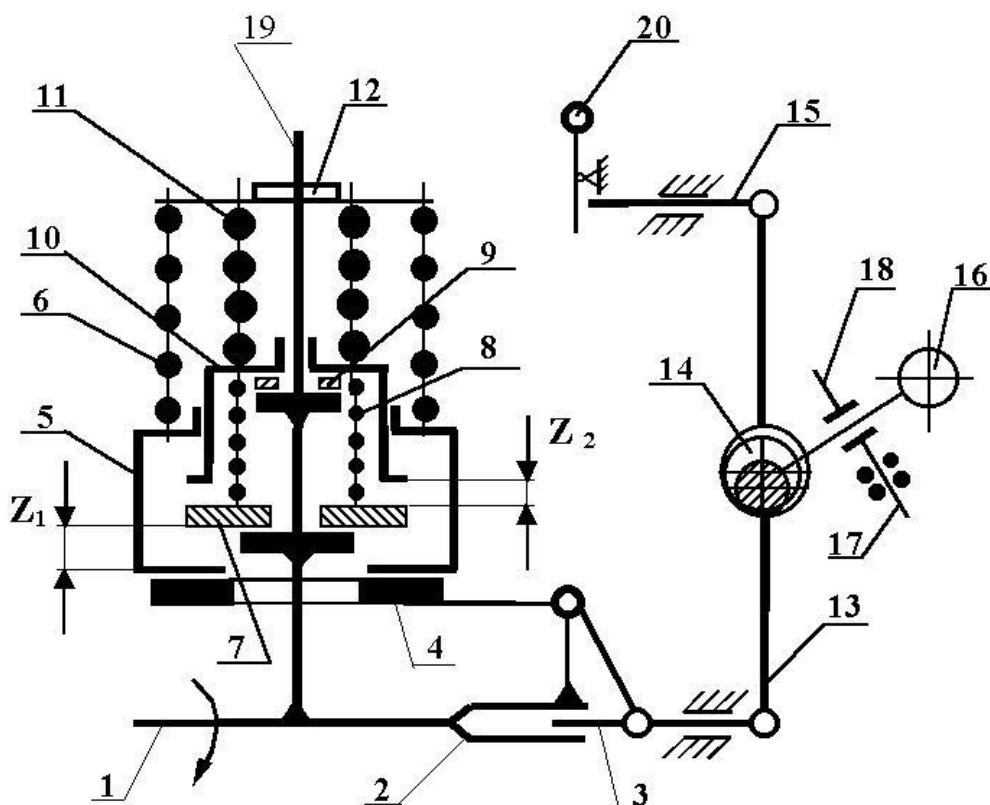


Рис. 1.14. Кинематическая схема двухрежимного регулятора:

- 1* – вал; *2* – втулка; *3* – муфта; *4* – грузы регулятора;
- 5* – тарелка пусковой пружины; *6* – пусковая пружина;
- 7* – тарелка корректора; *8* – пружина корректора; *9* – прокладка корректора; *10* – тарелка; *11* – пружина максимальной частоты; *12* – регулировочная гайка  $n_{\text{max}}$ ; *13* – двухплечий рычаг; *14* – вал с эксцентриком, изменяющий положение рейки *15*; *16* – рычаг управления подачей топлива; *17* – винт холостого хода; *18* – винт номинальной подачи; *19* – ось грузов; *20* – рычаг корректора пусковой подачи

После пуска двигателя, когда центробежная сила грузов *4* станет больше силы пружины *6*, тарелка *5* поднимается на величину зазора

$Z_1$ , снижая подачу топлива. В зависимости от режима работы двигателя требуемая подача топлива обеспечивается рычагом управления 16, который имеет эксцентрик (кулачок) 14, перемещая рычаг 13 и рейку насоса 15 в нужное положение. Холостой ход регулируется подпружиненным винтом 17. Если рычаг 16 повернуть до сжатия пружины, то подача топлива прекратится и двигатель остановится.

На рис. 1.15 показаны внешняя и частичная скоростные характеристики двигателя, оборудованного двухрежимным регулятором.

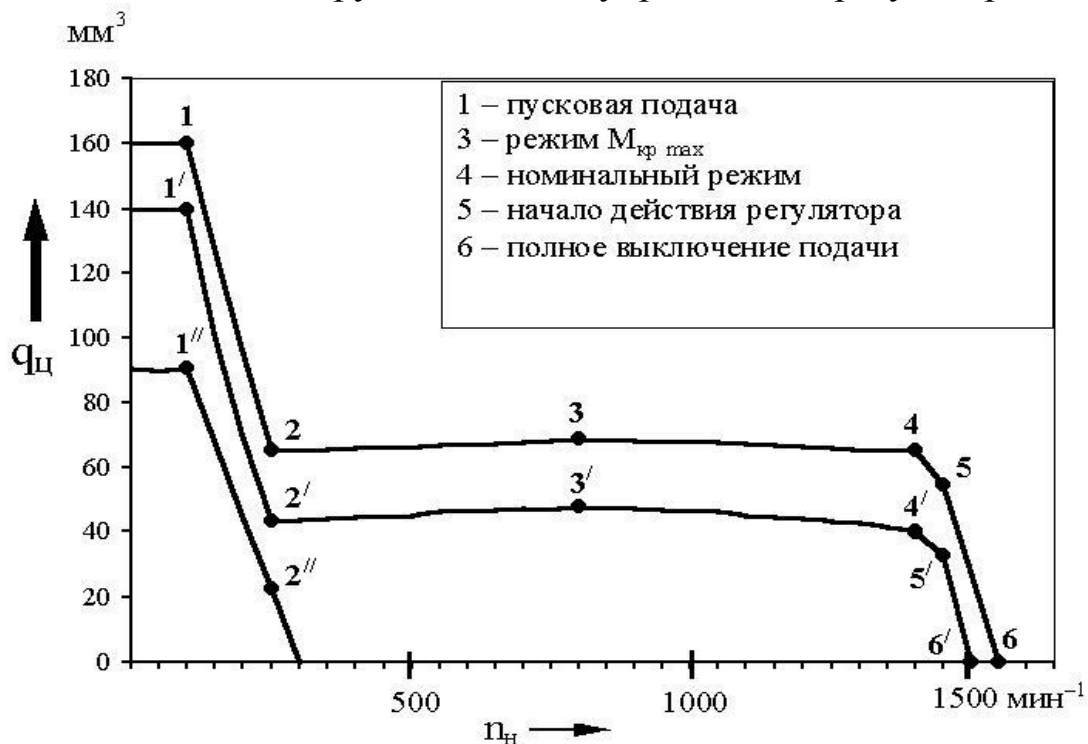


Рис. 1.15. Внешняя и частичная характеристики двигателя, оборудованного насосом с двухрежимным регулятором:

- 1 – 6 – внешняя скоростная характеристика;
- 1' – 6' – частичная скоростная характеристика;
- 1'' – 2'' – характеристика, формирующая работу двигателя на холостом ходу

Для увеличения подачи топлива на режиме максимального крутящего момента служит прямой корректор, состоящий из тарелки корректора 7 и пружины 8. На частотах, близких к номинальному режиму, грузы 4, воздействуя на тарелку 5 и 7, сжимают пружину корректора 8 на величину зазора  $Z_2$ . При снижении частоты вращения, когда сила пружины 8 станет больше силы грузиков 4, они переместятся к оси вала 1 на величину зазора  $Z_2$ , подача топлива будет увеличена. Зазор  $Z_2$  регулируется прокладками.

На рис. 1.15 показаны внешняя и частичная скоростные характеристики двигателя, оборудованного двухрежимным регулятором.

Изменение формы характеристики зависит от частоты вращения, перемещения  $Z_1$  и  $Z_2$  грузов, положения рычага 16.

Внешняя скоростная характеристика обеспечивается, когда рычаг управления 16 упирается в винт 18, частичные – при положении рычага в зоне между винтами 18 и 17. В зоне между первыми (1–2) и вторым (4–6) режимами требуемая подача топлива устанавливается рычагом 16. На двигателе ЗИЛ-645 установлены форсунки с двумя сопловыми распылителями. Диаметр сопловых отверстий 0,4 мм, ход иглы 0,25–0,3 мм, давление начала подъема иглы  $17,5^{+0,5}$  МПа. Одно сопловое отверстие подает топливо в объём, другое – на стенку камеры сгорания. Объёмно-пленочное смесеобразование обеспечивает экономичную работу двигателя с жёсткостью процесса сгорания, не превышающей 0,4–0,6 МПа/град.

Регулировку насоса на стенде желательно выполнять с форсунками, снятыми с двигателя. На форсунках должна быть метка той секции насоса, с которой она работает. При частоте вращения насоса  $1400 \text{ мин}^{-1}$  подача топлива за цикл должна быть равна  $60 \text{ мм}^3$ . При частоте вращения насоса  $100 \text{ мин}^{-1}$  (режим пуска) цикловая подача должна лежать в пределах  $160\text{--}165 \text{ мм}^3$ .

Всерезимные и двухрежимные регуляторы могут быть механического, гидравлического и электрического типов.

#### **1.4. Устройство и принцип работы регуляторов с гидравлическим и электромагнитным управлением**

На рис. 1.16 показан электромагнитный исполнительный механизм непрямого действия с **гидравлическим приводом** рейки топливного насоса фирмы P. Bosch [12].

Рейка 1 топливного насоса имеет возвратную пружину 2 и указатель ее положения 3, который записывает датчик 16. При помощи регулировочного винта 4 производится корректировка положения рейки 1 и изменение цикловой подачи топлива. Исполнительным механизмом является поршень 12, который под действием давления в камере управления 11 перемещается влево, а пружина 1 возвращает его в начальное положение.

Регулирующий механизм состоит из катушки электромагнита 6, штока 7 (якоря) с проточкой 9 (золотником), вертикального и горизонтального сливного отверстия 10, регулирующей кромки 8.

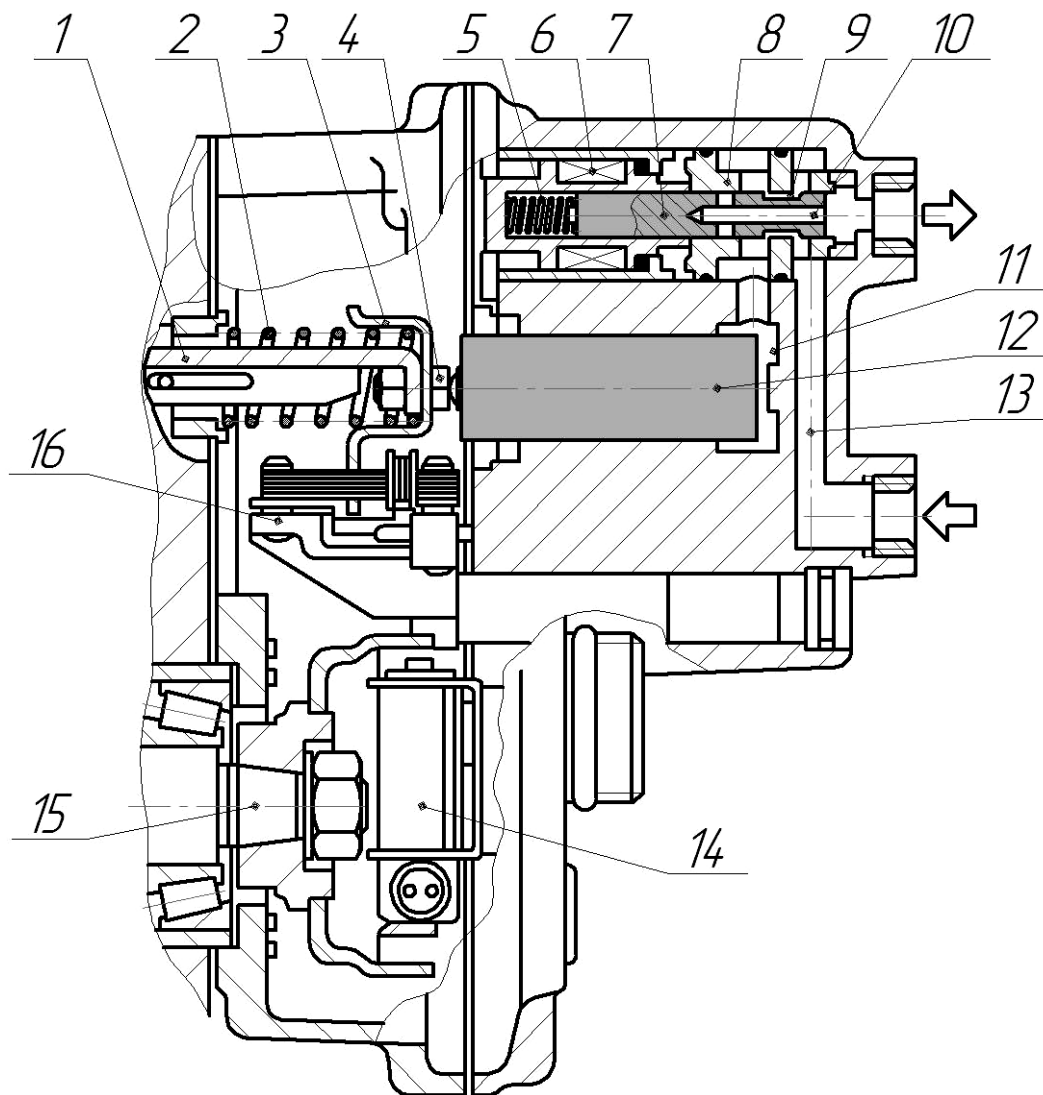


Рис. 1.16. Регулятор насоса высокого давления с гидравлическим приводом:

- 1 – рейка топливного насоса; 2 – возвратная пружина;
- 3 – указатель хода рейки; 4 – регулировочный винт;
- 5 – пружина сердечника; 6 – катушка электромагнита;
- 7 – шток с золотником управления; 8 – регулирующая кромка;
- 9 – проточка золотника; 10 – сливное отверстие;
- 11 – камера управления; 12 – поршень; 13 – подводящий канал;
- 14 – датчик частоты циклов;
- 15 – вал кулачковый; 16 – датчик хода рейки

При отсутствии питания на катушке 6 пружина 5 перемещает шток 7 в крайнее правое положение. Камера управления 11 соединяется через вертикальный и горизонтальный канал 10 с линией слива. Давление в камере управления 11 уменьшается и рейка 1, под действием усилия пружины 2, перемещается вправо, уменьшая подачу топлива.

При подаче определенной величины тока в катушку 6 (это зависит от положения педали и сопротивления в контуре катушки) возникает магнитодвижущая сила и шток 7 перемещается влево. Сливные отверстия 10 закрываются, а проточка золотника 9 устанавливается в положение, при котором жидкость под давлением из подводящего канала 13 поступает в камеру управления 11. Давление действует на площадь сечения поршня, возникает усилие, которое перемещает рейку в сторону увеличения подачи топлива. При перемещении рейки 1 пружина 2 сжимается, увеличивая силу. Когда усилия со стороны поршня и пружины станут равными, рейка 1 остановится.

На контроллер (электронный блок управления) подается сигнал от датчика частоты вращения 14, от датчика положения (хода) рейки 16 и на катушку электромагнита 6 поступает величина тока, зависящая от нагрузки двигателя и частоты вращения его вала.

На рис. 1.17 показан разрез регулятора насоса высокого давления с исполнительным механизмом электромагнитного типа.

Рейка насоса 1 изменяет количество топлива, подаваемое плунжерной парой. Пружина 2 возвращает рейку 1 в начальное положение. При помощи указателя 3 и датчика 11 определяется ход рейки. Сердечник 5 и катушка 6 создают направленное электромагнитное поле, втягивающее якорь 8. Величина тока и сила магнитного поля катушки 6 зависят от сопротивления контура. Сопротивление выполнено в виде реостата и изменяется от положения педали управления.

При изменении положения якоря 8 перемещается шток 7 и рейка 1. Это приводит к регулированию подачи топлива. Датчик частоты вращения 9 и датчик хода рейки 11 передают сигналы в электронный блок, который в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя подает на катушку 6 требуемое (оптимальное) значение величины тока. Якорь 8 перемещается и устанавливает рейку 1 в нужное положение. Зубчатая рейка 1 перемещаясь, поворачивает зубчатый сектор с втулкой и закрепленной в ней плунжером насоса высокого давления. При повороте плунжера изменяются его актив-



ный ход и подача топлива. Регулирование количества топлива происходит отсечкой в конце подачи.

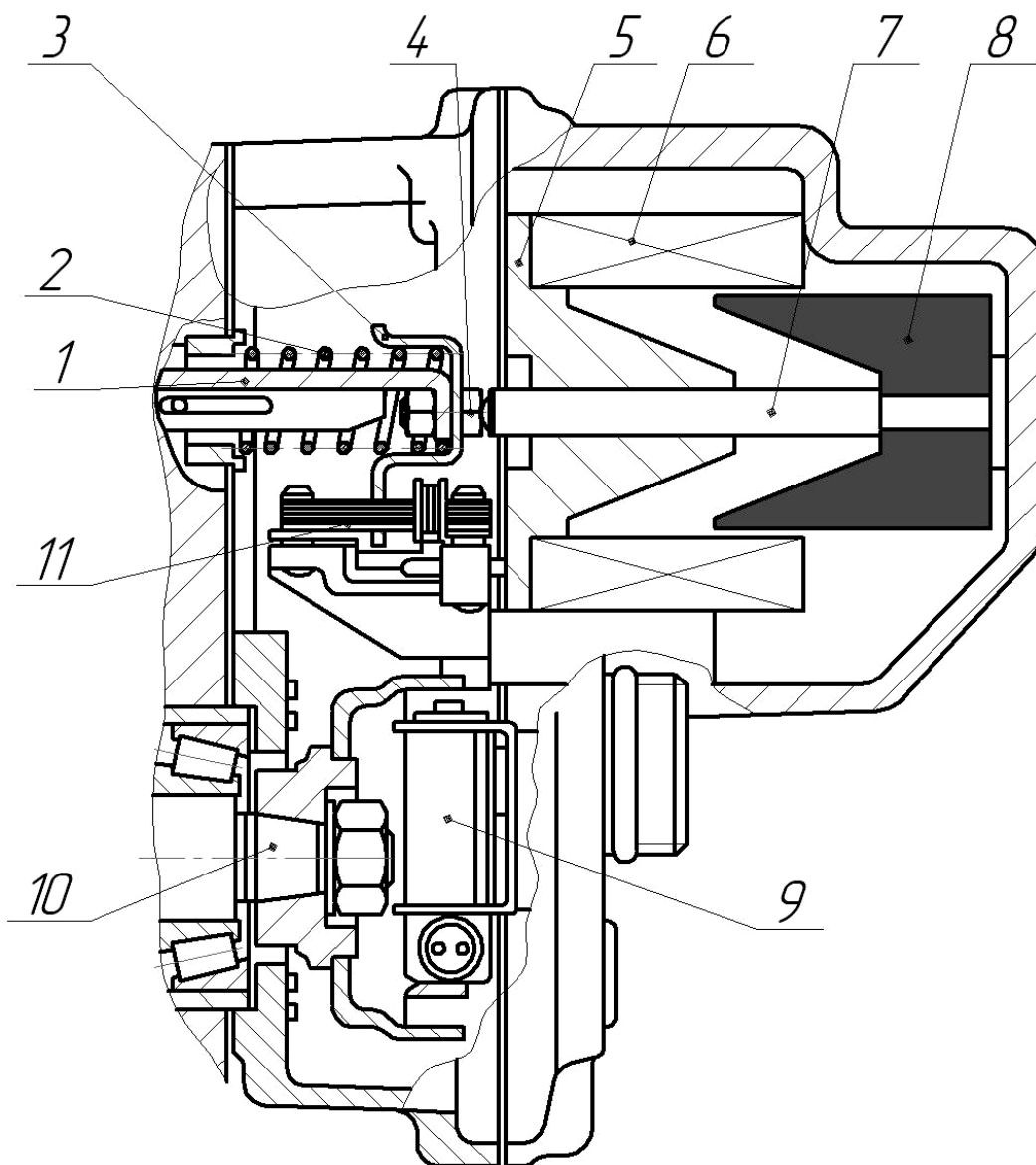


Рис. 1.17. Регулятор насоса высокого давления с электрическим приводом:

- 1 – рейка топливного насоса; 2 – возвратная пружина;  
 3 – указатель хода рейки; 4 – регулировочный винт;  
 5 – сердечник; 6 – катушка электромагнита; 7 – шток;  
 8 – якорь; 9 – датчик частоты вращения; 10 – вал кулачковый; 11 – датчик хода рейки

На рис. 1.18 показана схема электронного управления подачей топлива насоса высокого давления (ТНВД), оборудованного регулятором с электрическим приводом.

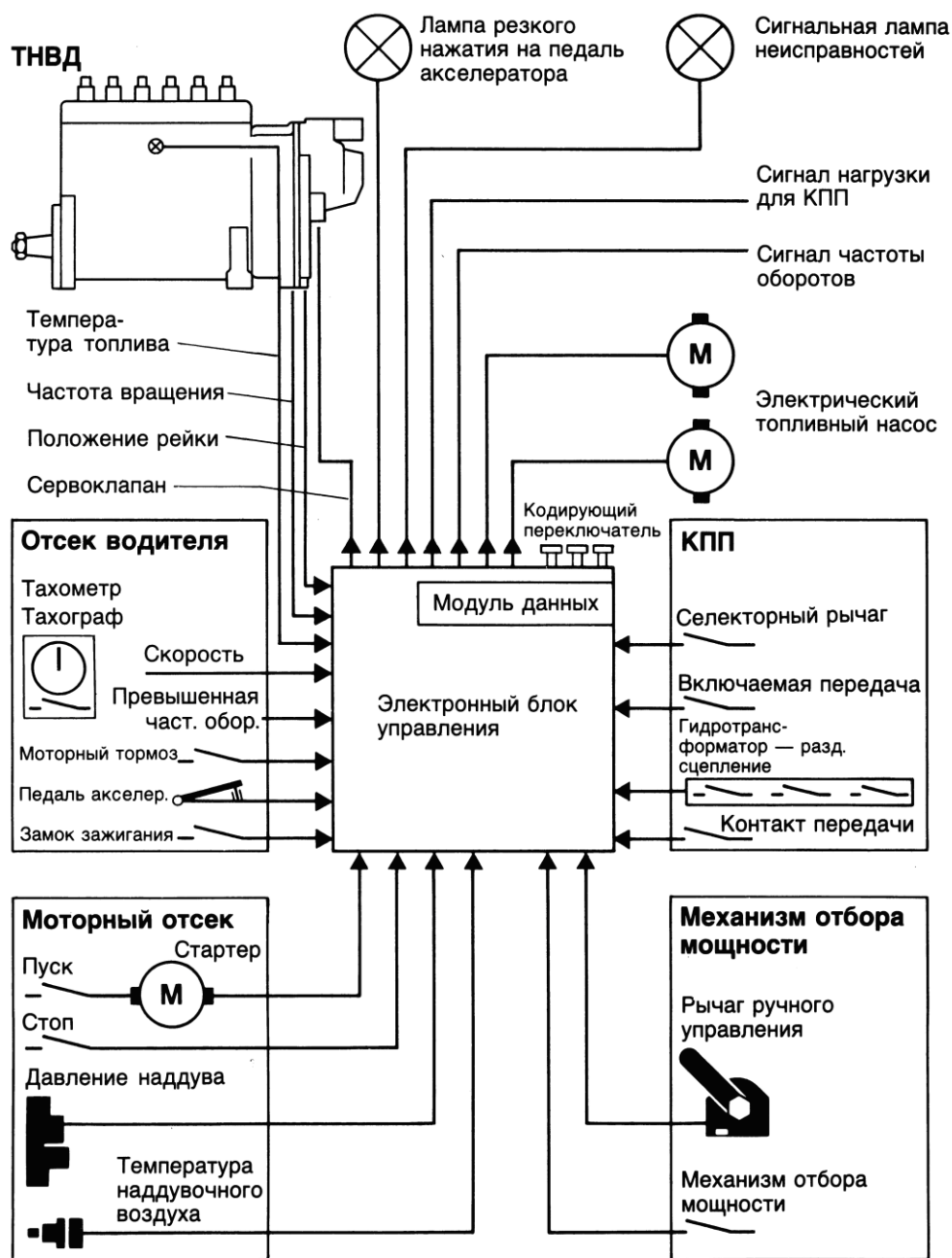


Рис. 1.18. Схема электронного управления подачей топлива

В регулятор с электрическим или электрогидравлическим приводом рейки насоса высокого давления поступают сигналы из электронного блока управления. На электронный блок также поступают сигналы с датчиков хода рейки, частоты вращения и положения педали управления. На каждом скоростном и нагрузочном режиме работы двигателя изменяется подача топлива и устанавливается её оптимальное значение.

## 1.5. Определение основных размеров плунжерной пары насоса высокого давления

Определим расчетным путем основные размеры плунжерной пары насоса высокого давления, которая при помощи форсунки подает топливо в камеру сгорания дизеля КамАЗ-740. 63 – 400. Мощность дизеля 400 л.с. (295 кВт) при частоте вращения коленчатого вала 1900 мин<sup>-1</sup>. Среднее давление перед сопловыми отверстиями принимаем равным 40 МПа (максимальное 70 МПа), а плотность топлива – 850 кг/м<sup>3</sup>.

Основные размеры плунжерной пары насоса зависят от величины удельного эффективного расхода топлива, который определяется из теплового расчета и на основе доводочных испытаний двигателя.

Для режима номинальной мощности дизеля типа КамАЗ - 740 цикловую подачу (мм<sup>3</sup>) определим по формуле [2]

$$q_{ц} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_n \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{210 \cdot 295 \cdot 1000}{8 \cdot 950 \cdot 0,85 \cdot 60} = 160, \quad (1.4)$$

где  $q_e$  – удельный эффективный расход топлива, 210 г/(кВт· ч);  $N_e$  – полная (номинальная) мощность дизеля, 295 кВт;  $i$  – число цилиндров, 8;  $n_n$  – частота вращения вала насоса, 950 мин<sup>-1</sup>;  $\rho_T$  – плотность топлива, 0,85 г/см<sup>3</sup>.

В табл. 1.2 приведены характеристики топливных насосов высокого давления [3]. Топливный насос выбирают по цикловой подаче, которая подсчитывается по уравнению (1.4). Максимальное значение пусковой подачи обычно больше номинальной подачи в 1,5 – 2,5 раза. Это необходимо для надежного пуска дизеля

Таблица 1.2

**Технические данные топливных насосов высокого давления**

Исполнение насоса	Полный ход плунжера $L_n, \text{ мм}$	Диаметр плунжера $d_n, \text{ мм}$	Максимальная цикловая подача $q_{ц \text{ max}}, \text{ мм}^3$	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 должна быть увеличена на 25 – 35%.

$$q_{пер} = (1,25 - 1,35) q_{ц}. \quad (1.5)$$

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

$$q_{пуск} = (1,5 - 2,5) q_{ц}. \quad (1.6)$$

Обозначим отношение полного (геометрического) хода плунжера  $h_n$  к диаметру плунжера  $d_n$  через  $m$ , которое может лежать в пределах 1 – 1,7:

$$m = h_n / d_n. \quad (1.7)$$

Диаметр плунжера выбирается с учетом величины максимальной подачи топлива, которая плунжерная пара должна обеспечить на всех режимах работы двигателя, особенно на режиме пуска [3]:

$$d_n = \sqrt[3]{4 \cdot q_{ц} \cdot \varphi_n / (\pi \cdot m \cdot \eta_n)}, \quad (1.8)$$

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

Для  $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ ;  $\varphi_n = 2,5$ ;  $\eta_n = 0,7$ ;  $m = 1,1$  значение диаметра плунжера  $d_n = 9 \text{ мм}$ .

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

$$q_{ц} = \frac{\pi \cdot d_{п}^2}{4} \cdot h_{акт} \cdot \eta_n. \quad (1.9)$$

Диаметр плунжера для насосов автотракторных двигателей с цилиндровой мощностью от 20 до 80 кВт лежит в пределах от 8 до 16 мм.

Для диаметра плунжера  $d_n = 9 \text{ мм}$  активный ход плунжера

$$h_{акт} = \frac{4 \cdot 160}{\pi \cdot 9 \cdot 9 \cdot 0,7} = 3,6 \text{ мм}. \quad (1.10)$$

С учетом увеличения пусковой цикловой подачи в 1,5 – 2,5 раза по сравнению с номинальной подачей и износа плунжерной пары в процессе длительной эксплуатации

$$h_{мах} = 2,5 \cdot h_{акт} = 2,5 \cdot 3,6 = 9,0 \text{ мм}. \quad (1.11)$$

Ход плунжера, с учетом значения  $m = 1,1$ , принимаем равным 10 мм, который должен быть согласован с размерами кулачкового вала насоса. Выбираем насос исполнения Б (см. табл. 1.2).

## 1.6. Расчетное определение эффективного проходного сечения распылителя и диаметра соплового отверстия

Основным узлом форсунки является распылитель, от состояния которого зависит экономичность двигателя и токсичность отработавших газов. На рис. 1.19, *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.

Максимальный подъем иглы до упора 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.

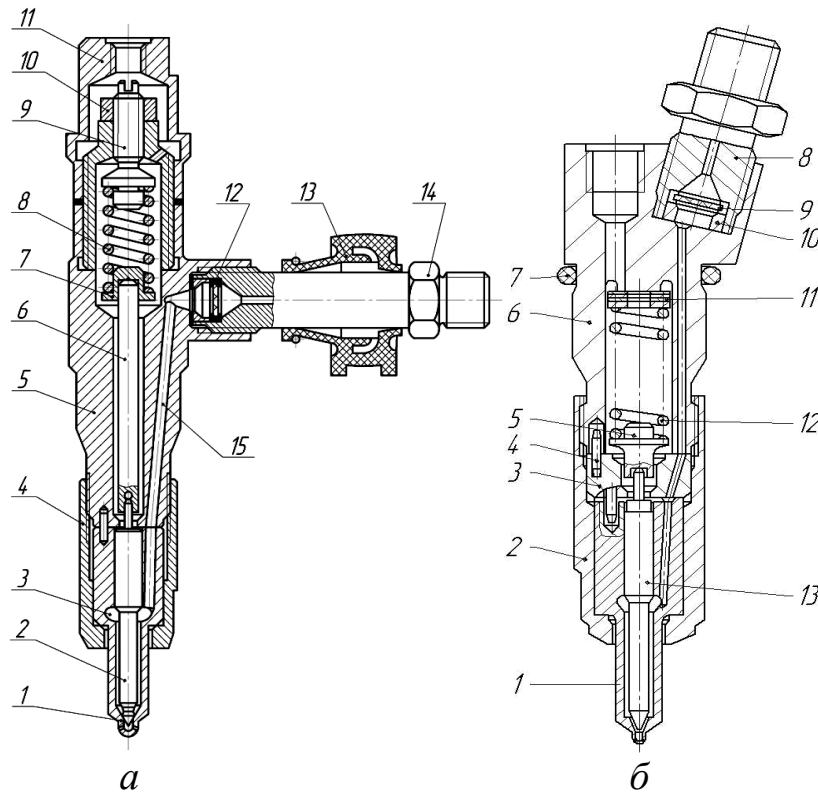


Рис. 1.19. Форсунка штанговая (*а*): *1* – сопловые отверстия; *2* – игла; *3* – корпус распылителя; *4* – гайка распылителя; *5* – корпус; *6* – шток; *7* – опорная шайба; *8* – пружина; *9* – регулировочный винт; *10* – контргайка; *11* – колпак; *12* – сетчатый фильтр; *13* – уплотнитель; *14* – штуцер; *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

Игла 2 (см. рис. 1.19, а) прижимается к седлу корпуса распылителя 3 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. 1.19, б. Увеличение суммарной толщины прокладок на 0,1 мм повышает давление начала открытия иглы на 1 МПа, или 10 атм.

В табл. 1.3 приведены основные характеристики форсунок дизелей типа ЯМЗ (см. рис. 1.19, а) и КамАЗ (см. рис. 1.19, б) [1].

Таблица 1.3

### Технические характеристики форсунок

Марка двигателя	Диаметр иглы, мм	Давление открытия иглы, МПа	Эффективное проходное сечение, мм <sup>2</sup>	Число и диаметр сопловых отв., мм	Ход иглы, мм
ЯМЗ-236	6,0	18 <sup>+0,5</sup>	0,25–0,27	4x0,30	0,25–0,3
ЯМЗ-236Н ЯМЗ-238 DE	4,5	28 <sup>+0,5</sup>	0,24–0,26	5x0,30	0,3–0,35
КамАЗ-740. 13.180	6,0	22 <sup>+0,5</sup>	0,18–0,2	4x0,30	0,25–0,3
КамАЗ-740. 30.260	4,5	26 <sup>+0,5</sup>	0,25–0,27	5x0,31	0,3–0,35

Главным параметром распылителя форсунки является его эффективное проходное сечение  $\mu F$ , определяемое при полном подъеме иглы. Величина  $\mu$  называется коэффициентом расхода, который равен 0,62 – 0,82 [4] и представляет собой отношение действительного расхода к теоретическому. 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 может лежать в пределах 0,1 – 1,0 мм<sup>2</sup>.

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 295 кВт при частоте вращения вала двигателя 1900 мин<sup>-1</sup>. Мощность одного цилиндра равна 36,9 кВт.

Среднее давление перед сопловыми отверстиями принимаем равным 40 МПа (максимальное 67 МПа), а плотность топлива – 850 кг/м<sup>3</sup>.

Для номинальной мощности дизеля КамАЗ-740. 63 – 400, с учетом формулы (1.4), цикловая подача равна 160 мм<sup>3</sup>.

Для оценки расчетного значения  $\mu F$  определим теоретическую скорость истечения дизельного топлива через сопловые отверстия [5]

$$g_T = \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T} \text{ м/с}, \quad (1.12)$$

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

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

Объемный расход топлива  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, определим из выражения

$$Q = \mu F \cdot g_T, \quad (1.13)$$

где  $\mu F$  – эффективное проходное сечение распылителя, м<sup>2</sup>.

Объемный расход топлива за цикл, мм<sup>3</sup>/с, определим также по его количеству  $q_u$ , поданному в камеру сгорания за время впрыска  $\tau$  :

$$Q = q_u / \tau. \quad (1.14)$$

Зная продолжительность впрыска  $\varphi_B$  в градусах (например, 10<sup>0</sup>), частоту вращения вала насоса  $n_n$  в мин<sup>-1</sup>, время впрыска определим из выражения

$$\tau = \frac{\varphi_B}{6 \cdot n_n} = \frac{10}{6 \cdot 950} = 0,001754 \text{ с}. \quad (1.15)$$

Величина действительного объёмного расхода топлива через форсунку составит  $Q = 160 / 0,001754 = 914285 \text{ мм}^3/\text{с} = 0,000914 \text{ м}^3/\text{с}$ , откуда

$$\mu F = Q / g_T, \quad (1.16)$$

$$\mu F = 0,000914 / 306 = 0,00000299 \text{ м}^2 = 0,3 \text{ мм}^2.$$

Цикловая подача топлива проверялась по формуле (1.17) и равна расчетной величине, полученной из выражения (1.4) :

$$q_u = \mu F \cdot \tau \cdot g_T \cdot 1000 = 0,3 \cdot 0,001754 \cdot 306 \cdot 1000 = 160 \text{ мм}^3. \quad (1.17)$$

При коэффициенте расхода, равном 0,8, суммарная площадь сопловых отверстий составит 0,375 мм<sup>2</sup>. При числе сопловых отверстий 5 площадь сечения одного сопла  $F_c$  составит 0,075 мм<sup>2</sup>. По известной величине площади соплового отверстия определим его диаметр

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,075}{3,14}} = 0,3 \text{ мм}. \quad (1.18)$$

Для определения необходимого значения  $\mu F$  в зависимости от цикловой подачи топлива  $q_u$  и продолжительности впрыска  $\varphi_B$  (интенсивности подачи топлива) предлагается номограмма. Общая формула для расчета номограммы имеет вид

$$q_u = \mu F \cdot \frac{\varphi_B}{6 \cdot n_n} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T} \cdot 1000 . \quad (1.19)$$

Величина скорости  $\mathcal{G}_T$  зависит от  $\Delta P$ . Так, для  $\Delta P = 40$  МПа значение  $\mathcal{G}_T$  достигает 306 м/с. Для постоянных значений  $\mu F$ ,  $\Delta P$ ,  $n_n$ , но переменной  $\varphi_B$  (например,  $10^0$ ;  $15^0$ ;  $20^0$ ;  $25^0$ ) определялась величина  $q_u$ .

По найденным значениям  $q_u$  проводилась прямая линия (например, для  $\mu F = 0,1$  мм<sup>2</sup>). Каждая линия поля номограммы соответствовала постоянному значению  $\mu F$  и неизменной скорости истечения топлива из сопла  $\mathcal{G}_T$ . Изменялась только продолжительность впрыска  $\varphi_B$ , а определялась цикловая подача топлива  $q_u$ .

На рис. 1.20 представлена номограмма, построенная для  $n_n = 950$  мин<sup>-1</sup>,  $\Delta P = 40$  МПа,  $\rho_T = 850$  кг/м<sup>3</sup>. Номограмма позволяет предварительно определять величину эффективного проходного сечения распылителей для тракторных и автомобильных дизелей с цилиндровой мощностью от 10 до 70 кВт [5].

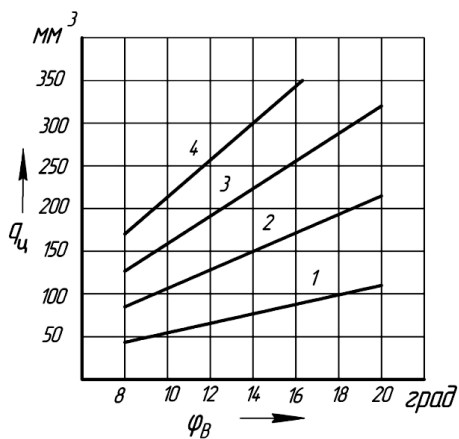


Рис. 1.20. Номограмма для определения  $\mu F$  в зависимости от  $q_u$  и  $\varphi_B$ : 1 – 0,1 мм<sup>2</sup>; 2 – 0,2 мм<sup>2</sup>; 3 – 0,3 мм<sup>2</sup>; 4 – 0,4 мм<sup>2</sup>

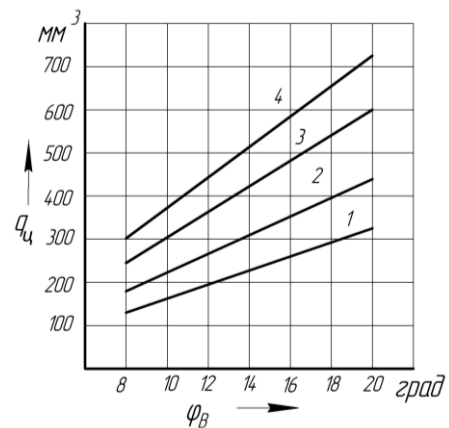


Рис. 1.21. Номограмма для определения  $\mu F$  в зависимости от  $q_u$  и  $\varphi_B$ : 1 –  $\mu F = 0,3$  мм<sup>2</sup>; 2 – 0,4 мм<sup>2</sup>; 3 – 0,5 мм<sup>2</sup>; 4 – 0,6 мм<sup>2</sup>

По данной номограмме для заданной цикловой подачи топлива и требуемой продолжительности впрыска рекомендуется выбирать



соответствующую величину эффективного проходного сечения распылителя. Например, для цикловой подачи топлива  $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$  и значения  $\varphi_B = 10^0$  величина  $\mu F = 0,3 \text{ мм}^2$ . Выбранная величина  $\mu F$  уточняется при доводке дизеля.

На рис. 1.21 показана номограмма, которая построена для частоты вращения вала насоса  $n_n = 800 \text{ мин}^{-1}$ , среднего давления топлива перед сопловыми отверстиями  $\Delta P = 40 \text{ МПа}$ , плотности топлива  $\rho_m = 850 \text{ кг/м}^3$ . Номограмма позволяет определить эффективное проходное сечение распылителей для дизеля цилиндровой мощностью до 100 кВт [5].

На рис. 1.22 предложена номограмма, построенная для частоты вращения вала насоса  $n_n = 500 \text{ мин}^{-1}$ , среднего давления топлива перед сопловыми отверстиями  $\Delta P = 40 \text{ МПа}$ , плотности топлива  $\rho_m = 850 \text{ кг/м}^3$ .

Номограмма позволяет определить эффективное проходное сечение распылителей для судовых и тепловозных дизелей с цилиндровой мощностью до 300 кВт [5].

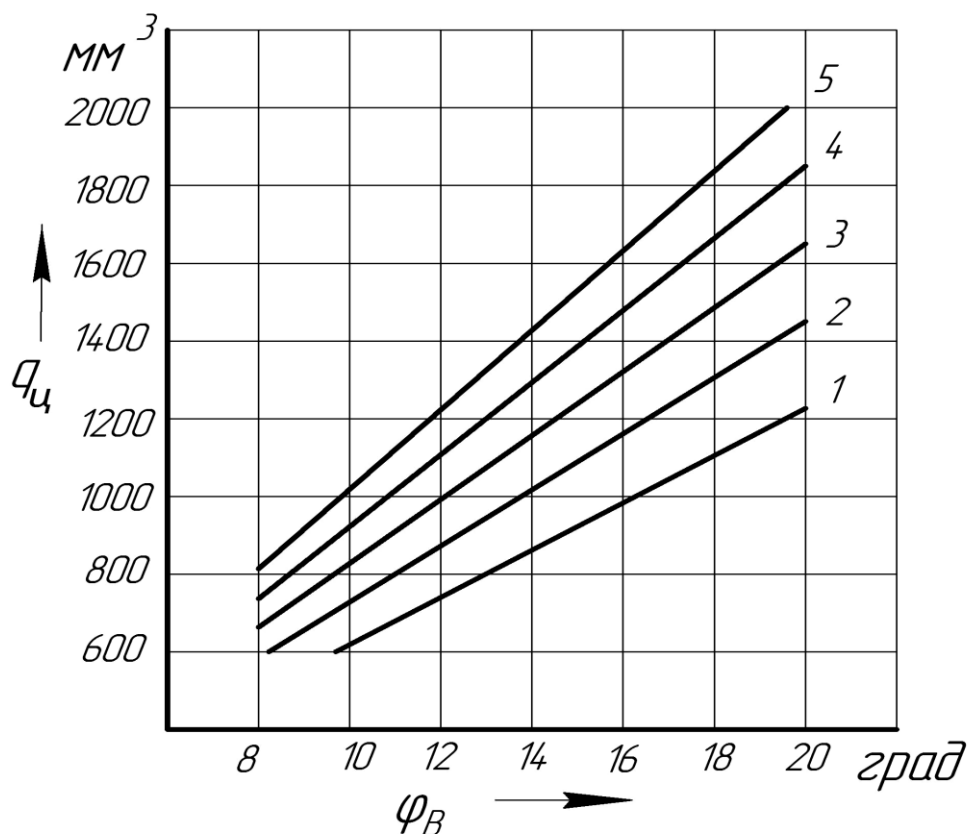


Рис. 1.22. Номограмма для определения  $\mu F$  в зависимости от  $q_{ц}$  и  $\varphi_B$ : 1 –  $\mu F = 0,6 \text{ мм}^2$ ; 2 –  $0,7 \text{ мм}^2$ ; 3 –  $0,8 \text{ мм}^2$ ; 4 –  $0,9 \text{ мм}^2$ ; 5 –  $1 \text{ мм}^2$

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

В процессе длительной эксплуатации форсунок при отсутствии закоксовывания или его наличия величина  $\mu F$  распылителей изменяется. Для определения  $\mu F$  распылителей рекомендуется установка, изображенная на рис. 1.23 [1].

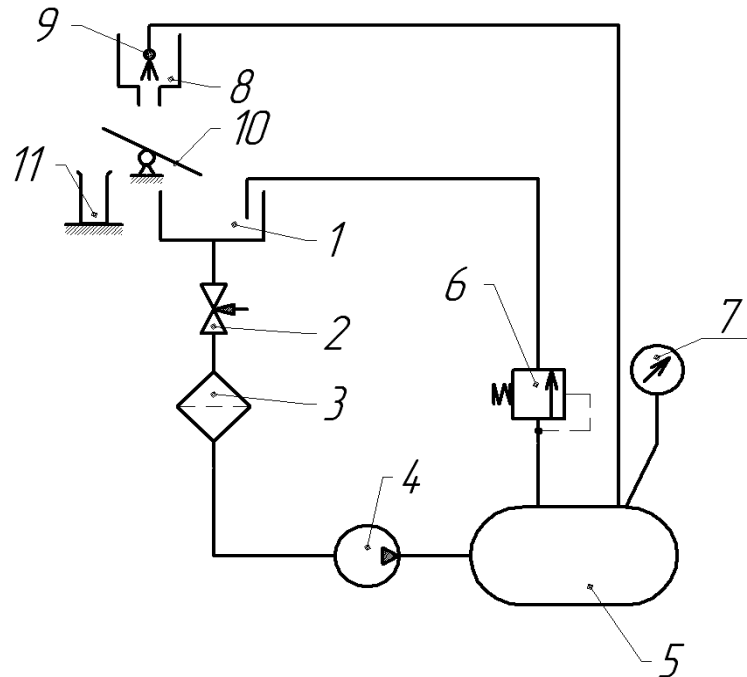


Рис. 1.23. Схема установки для определения проходного сечения распылителя: 1 – бак с топливом; 2 – кран; 3 – фильтр; 4 – насос; 5 – аккумулятор; 6 – клапан перепускной; 7 – манометр; 8 – гаситель пены; 9 – форсунка с распылителем; 10 – распределитель впрыскиваемого топлива; 11 – мерная емкость

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. Манометром 7 контролируется давление топлива в аккумуляторе 5.

Из аккумулятора 5 топливо поступает к форсунке с распылителем 9. При помощи регулировочного винта пружина форсунки должна быть полностью ослаблена или удалена. 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.

### *Порядок проведения испытаний*

1. В форсунке 9 (см. рис. 1.23) устанавливают опытный распылитель, предварительно определив ход иглы распылителя, указав его номер и маркировку. Давление начала открытия иглы в форсунке должно быть равно нулю (форсунка без пружины).

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/м<sup>2</sup>. Из распылителя поступает поток топлива.

4. Распределитель 10 при помощи электромагнита устанавливают в положение «замер», и топливо поступает в мерную емкость 11. При помощи счетного устройства определяют время заполнения емкости 11.

5. Объемный расход топлива  $Q$  из распылителя (м<sup>3</sup>/с) определяют из выражения [1]

$$Q = \mu F \cdot \mathcal{G} = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}, \quad (1.20)$$

где  $\mu F$  – эффективное проходное сечение распылителя, м<sup>2</sup>;  $\mathcal{G}$  – скорость истечения топлива м/с;  $\Delta P$  – давление топлива перед сопловыми отверстиями, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>.

При  $\Delta P = 5 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup> и  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> величина  $\mathcal{G} = 108$  м/с.

6. Объемное количество топлива  $V$  (м<sup>3</sup>), поступившее в емкость 11, зависит от расхода  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) и времени ее заполнения  $t$  (с).

$$V = Q \cdot t = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho} \cdot t. \quad (1.21)$$

$$\text{Откуда} \quad \mu F = V / t / \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}. \quad (1.22)$$

Например, за время  $t = 15$  с в мерную ёмкость 11 поступило 300 см<sup>3</sup> топлива ( $3 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>), величина  $\mu F = 0,0000002$  м<sup>2</sup>, или 0,2 мм<sup>2</sup>.

Для обеспечения высоких экономических и экологических характеристик двигателя все его распылители должны иметь одинаковые по величине  $\mu F$ . При различных значениях  $\mu F$  распылителей форсунок можно обеспечить равную подачу топлива всеми секциями

на одном скоростном режиме путем изменения активного хода плунжеров насоса. Но на других режимах подача топлива отдельными форсунками будет различной, что приведет к повышенному расходу топлива и образованию дыма (сажи) в отработавших газах.

На установке (см. рис. 1.23) возможно также определить  $\mu F$  распылителя при различных подъемах иглы. Это необходимо для выполнения расчета топливной аппаратуры. Изменение эффективного (эквивалентного) проходного сечения в распылителе форсунки в зависимости от подъема иглы  $\mu F = f(X)$  называют характеристикой распылителя.

На рис. 1.24 приведена зависимость эффективного сечения распылителя  $\mu F$  от подъема (хода) иглы  $X$  [2]. Максимальный ход иглы у новых распылителей автотракторных дизелей лежит в пределах 0,15 – 0,35 мм.

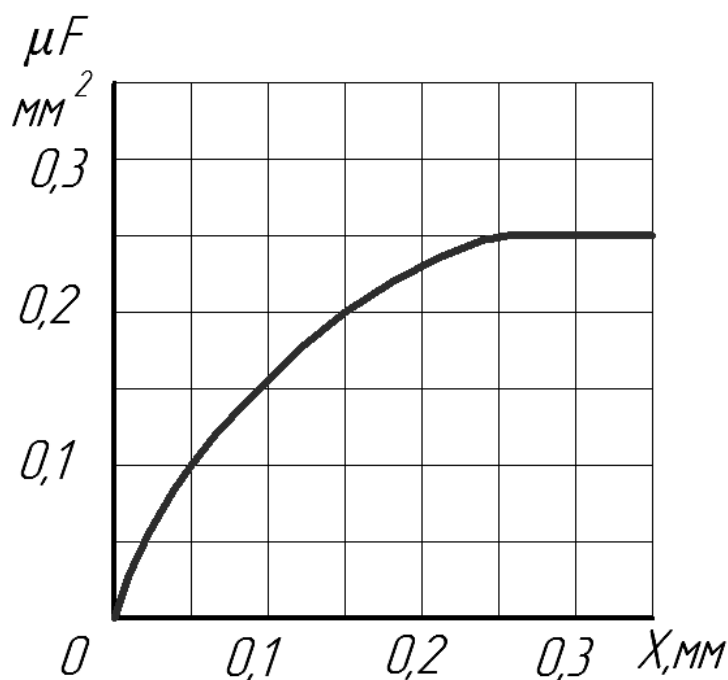


Рис. 1.24. Зависимость эффективного сечения распылителя  $\mu F$  от подъема (хода) иглы  $X$

Из анализа рис. 1.24 следует, что при подъеме иглы более чем на 0,25 мм значение  $\mu F$  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 поверхности корпуса форсунки или «проставки» и посадоч-

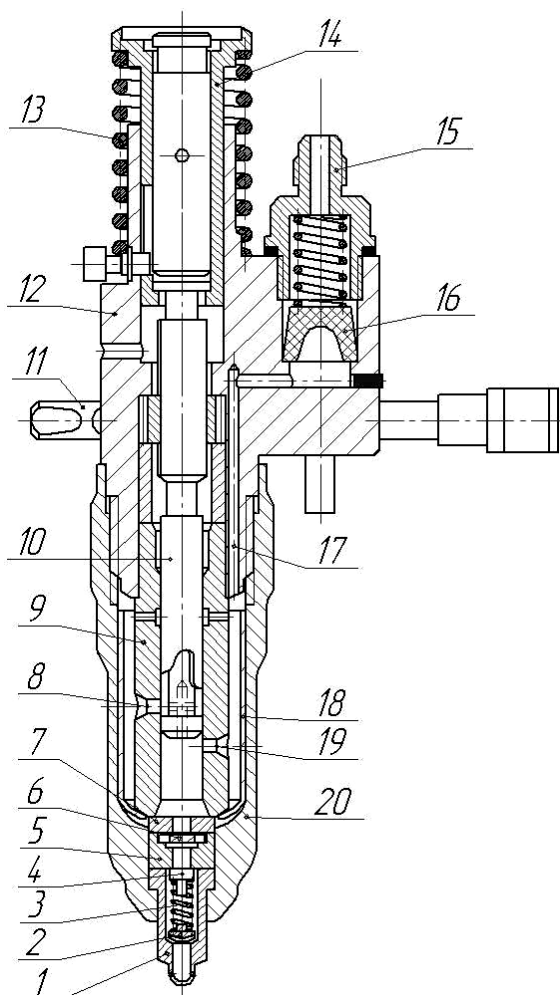
ного конуса корпуса распылителя. При деформации конуса нарушается герметичность распылителя, приводящая к повышенному расходу топлива, увеличению токсичности отработавших газов и образованию кокса в сопловых отверстиях.

## 1.8. Конструкции насосов-форсунок для впрыска топлива

### 1.8.1. Насос-форсунка с механическим управлением

Для повышения давления впрыскиваемого топлива (до 100 МПа и более) применяют насосы-форсунки, в которых насос высокого давления и форсунка объединены в один агрегат (рис. 1.25). Между насосом и форсункой нет трубопровода, что позволяет повысить жесткость системы и создать высокое давление впрыска топлива.

Рис. 1.25. Насос-форсунка с механическим управлением:  
 1 – сопловый наконечник;  
 2 – вытеснитель с направляющими каналами;  
 3 – пружина; 4 – клапан обратный;  
 5 – проставка для пластинчатого клапана;  
 6 – пластинчатый обратный клапан;  
 7 – втулка; 8 – отсечное окно;  
 9 – втулка плунжера;  
 10 – плунжер;  
 11 – зубчатая рейка для поворота плунжера;  
 12 – корпус; 13 – пружина;  
 14 – толкатель; 15 – штуцер;  
 16 – фильтр; 17 – канал для подвода топлива;  
 18 – кожух;  
 19 – впускное окно; 20 – стакан



При движении плунжера *10* вниз, под действием кулачка вала, и закрытии впускного окна *19* топливо под плунжером сжимается [35]. При открытом отсечном окне *8* сжатое топливо перетекает из пространства над плунжером через вертикальное и радиальное отверстия в линию низкого давления, не повышая давление. При закрытии косою кромкой плунжера отсечного отверстия *8* давление топлива повышается. При давлении более 15 МПа клапан *4* открывается, сжимая пружину *3*, и топливо через отверстия соплового наконечника *1* в распыленном виде подается в камеру сгорания. Количество топлива изменяется движением рейки *11* и поворотом косою кромки плунжера относительно отверстия *8*.

Пластинчатый обратный клапан *6* предотвращает заброс газов из цилиндра при посадке иглы. Это происходит в момент превышения давления газов над давлением топлива.

Недостатком данной конструкции насоса-форсунки является большой объем соплового наконечника, что приводит к вытеканию топлива из распылителя и повышенному расходу топлива.

Главным недостатком насосов-форсунок с механическим управлением является неспособность управлять характеристикой впрыска топлива на конкретных режимах работы и изменять угол опережения впрыска.

В последних конструкциях насосов-форсунок вместо соплового наконечника с обратным клапаном используют распылитель закрытого типа.

### ***1.8.2. Насос-форсунка с электромагнитным управлением***

На рис. 1.26 приведен разрез насоса-форсунки, в которой применен электромагнит *1* (соленоид) с дозирующим клапаном *2*, при помощи которого регулируется цикловая подача и угол опережения впрыскивания.

Топливо под давлением 0,2 – 0,3 МПа подается к входному отверстию *3*. Когда клапан *2* открыт, топливо поступает в камеру нагнетания *5*. Под действием кулачкового механизма толкатель *14* воздействует на плунжер *12*. Если клапан *2* открыт, то совершается вытеснение топлива из камеры *5* через отверстие *3* в линию низкого давления. При закрытии клапана *2* плунжер *12* сжимает топливо, повышая давление в камере нагнетания *5*. Под действием высокого давления игла *10*, преодолевая усилие пружины *7*, поднимается, открывая путь

топлива к сопловым отверстиям. Топливо в распыленном виде поступает в камеру сгорания двигателя. Топливо подается до тех пор, пока не откроется клапан 2. Количество подаваемого топлива и начало впрыска регулируются продолжительностью и началом закрытия клапана 2.

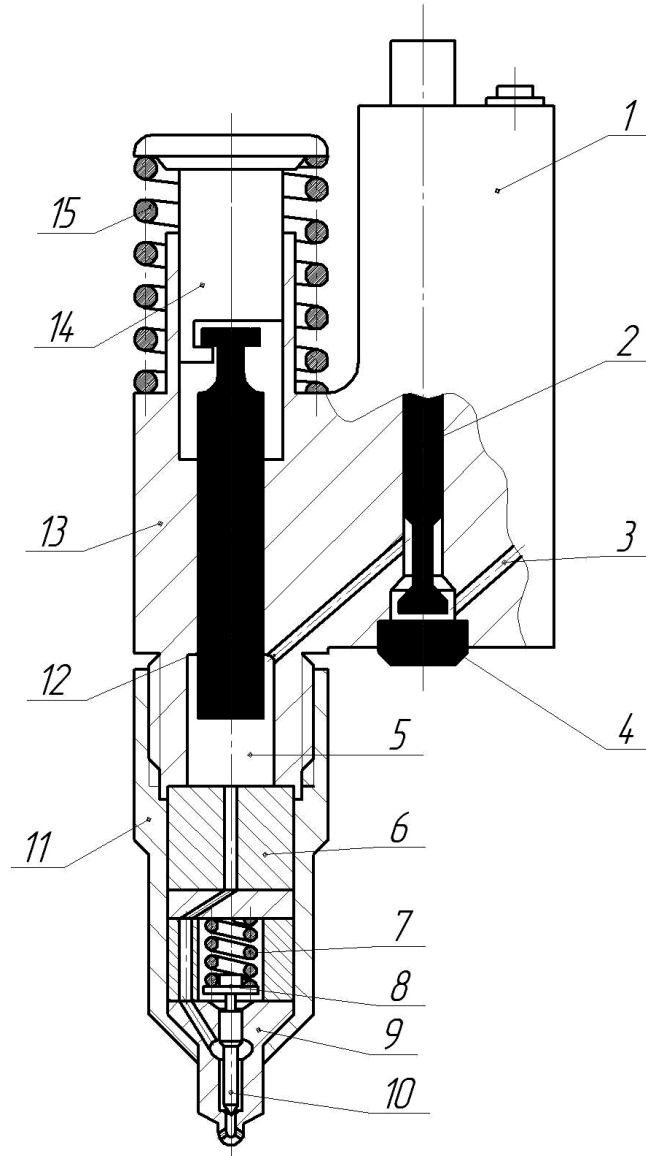


Рис. 1.26. Насос-форсунка с механическим приводом и электронным управлением:

- 1 – электромагнит; 2 – дозирующий клапан;
- 3 – отверстие для подвода топлива; 4 – заглушка;
- 5 – камера нагнетания; 6 – «проставка»;
- 7 – пружина распылителя; 8 – штанга;
- 9 – корпус распылителя; 10 – игла распылителя;
- 11 – гайка стяжная; 12 – плунжер; 13 – корпус форсунки; 14 – толкатель; 15 – пружина

### *1.8.3. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим управлением*

На рис. 1.27 показана насос-форсунка с пьезоэлектрическим управлением хода иглы распылителя [45]. Привод плунжера насоса высокого давления механический (от кулачкового вала). Дозирование топлива происходит с использованием клапана, который управляется при помощи пьезопривода (расчет пьезопривода приведен в гл. 7). За время подачи топлива в камеру сгорания игла распылителя может совершить несколько подъёмов и осуществить многофазный впрыск.



Рис. 1.27. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим управлением

#### *1.8.3.1. Процесс впуска топлива*

После окончания впрыска топлива плунжер 4 (рис. 1.28) поднимается вверх. Подъём плунжера происходит под действием его пружины 3 вслед за поворотом кулачка и роликового коромысла насоса-форсунки. Кулачок 1 имеет несимметричную форму, которая обеспечивает перемещение плунжера вверх с пониженной скоростью. При этом полость высокого давления 8 под плунжером заполняется топливом, поступающим через открытый пьезоэлектрический клапан (клапан управления) 5 из магистрали его подвода через дополнительное окно 12, расположенного в головке цилиндров.



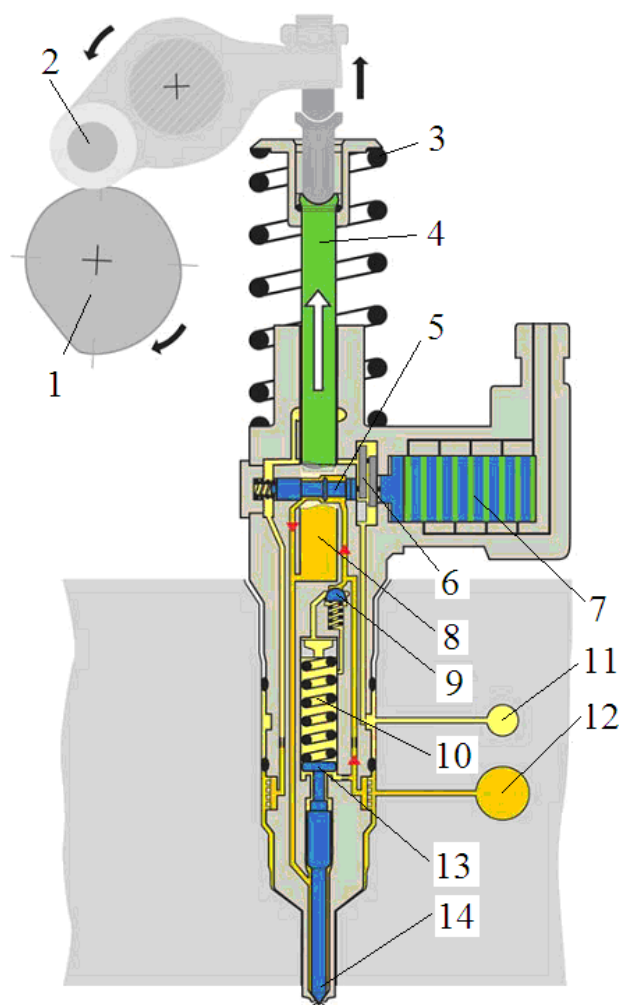


Рис. 1.28. Общий вид насоса-форсунки с пьезоэлектрическим управлением:

- 1 – кулачок привода насоса-форсунки; 2 – коромысло с роликом; 3 – пружина плунжера; 4 – плунжер; 5 – клапан управления; 6 – рычажный мультипликатор; 7 – пьезопривод; 8 – полость высокого давления; 9 – клапан обратный; 10 – пружина форсунки; 11 – магистраль слива топлива; 12 – наполнительная магистраль (подвод топлива); 13 – запорный поршень; 14 – игла распылителя

### 1.8.3.2. Начало впрыска запальной дозы топлива

При набегании кулачка на ролик коромысло поворачивается и перемещает плунжер 4 с большой скоростью вниз [45]. Вытесняемое плунжером топливо перетекает в каналы низкого давления до тех пор, пока не закроется клапан управления 5 (рис. 1.28). После закрытия



### 1.8.3.3. Завершение впрыска запальной дозы топлива

Действующее в полости пружины давление топлива передается посредством запорного поршня на иглу распылителя и ускоряет ее посадку. В зависимости от режима работы двигателя блок управления может инициировать впрыск одной или двух запальных доз топлива. Впрыск запальной дозы топлива заканчивается в результате открытия клапана управления.

Давление вытесняемого плунжером топлива снижается в результате слива его в магистраль, служащую для его подвода к насосу-форсунке. Игла распылителя 14 (см. рис. 1.28) опускается на седло под действием пружины форсунки и поддерживающего ее давления топлива, которое поступает в полость пружины форсунки через обратный клапан. Этот перепад давления создается дросселем (калиброванным отверстием), установленным во внутреннем канале подвода топлива.

Начало и завершение впрыска основной и дополнительной порций топлива происходит аналогичным способом, описанным выше. Изменяется только длительность подачи напряжения (сигнала) на пьезопривод 7.

Ход пьезопривода равен приблизительно 0,05 мм. Однако полный ход иглы клапана должен быть примерно 0,1 мм. Чтобы решить эту задачу, между пьезоприводом и иглой клапана управления 5 устанавливаются рычажный мультипликатор с соответствующим передаточным отношением. Мультипликатор (от лат. *multiplico* – увел.) – устройство для увеличения передаточного отношения.

При отсутствии управляющего напряжения пьезопривод находится в исходном положении. При этом клапан управления 5 открыт (см. рис. 1.28), так как его запорная часть отходит от седла под действием возвратной пружины.

На рис. 1.30 показано положение рычажного мультипликатора в рабочем состоянии, когда игольчатый клапан 5 (клапан управления) закрыт (см. рис. 1.28).

При подаче напряжения на пьезопривод 7 нажимная пластина приводит в действие мультипликатор, который обеспечивает перемещение иглы клапана примерно на 0,1 мм. При этом клапан управления 5 закрывается, а в полости под плунжером 4 начинает повышаться давление топлива.

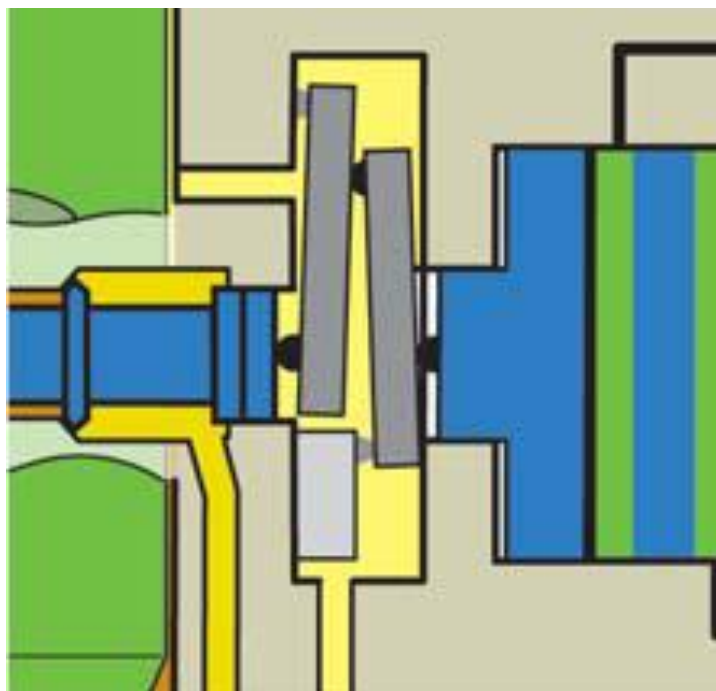


Рис. 1.30. Положение мультипликатора при закрытии клапана управления

В конце каждой фазы впрыска вытесняемое плунжером топливо сливается в магистраль подвода топлива к насосу-форсунке через открытый пьезоэлектрический клапан и дроссель, установленный в топливоподводящем канале. Создаваемое при сливе топлива давление открывает обратный клапан (рис. 1.31), и в полости механической пружины форсунки 10 создается давление (см. рис. 1.28). На иглу распылителя 14 будет действовать дополнительное усилие от «гидравлической» пружины.

При ослаблении потока сливаемого топлива давление перед дросселем снижается и обратный клапан закрывается, предотвращая падение давления в полости пружины форсунки. Давление топлива в полости пружины создает дополнительное усилие. На иглу совместно действуют силы со стороны механической и «гидравлической» пружин.

В конце каждой фазы впрыска в полость пружины форсунки подается топливо под повышенным давлением, которое действует на запорный поршень (рис. 1.32) и поддерживает усилие пружины при посадке иглы распылителя на седло. Ускоренное закрытие форсунки способствует снижению образования вредных веществ (при сгорании топлива). При этом запорный поршень выполняет функции компен-

сационного поршня, который применяется в конструкциях насосов-форсунок с электромагнитным клапаном.



Рис. 1.31. Обратный клапан в открытом состоянии

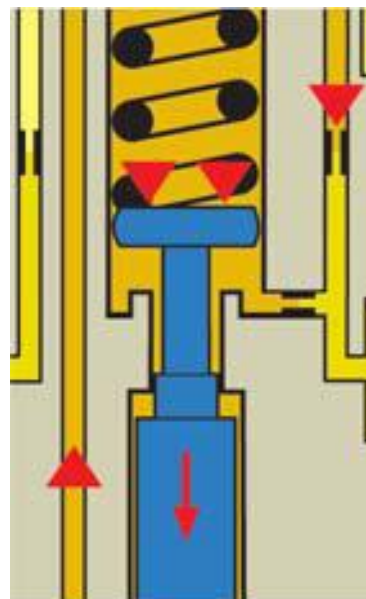


Рис. 1.32. Посадка иглы распылителя

Обратный клапан препятствует снижению давления в полости пружины форсунки после окончания очередной фазы впрыска. Давление сохраняется к началу следующей его фазы и поддерживает (усиливает) механическую пружину форсунки, предотвращая слишком ранний подъем иглы распылителя. Благодаря этому следующая фаза впрыска топлива начинается с высоким давлением (рис. 1.33), которое необходимо для его полного сгорания и соответствующего снижения образования вредных веществ.

Для впрыска запальной дозы топлива необходимо относительно небольшое давление. Поэтому после завершения полного цикла подачи запальной, основной и дополнительных доз топлива необходимо снизить давление в полости механической пружины форсунки. Для этого между запорным поршнем и цилиндрической стенкой имеется малый по величине зазор (рис. 1.34), через который топливо перетекает в полость низкого давления. Однако за время между последовательными рабочими циклами давление топлива в полости пружины успевает снизиться настолько, что впрыск запальной дозы топлива начнется только с участием механической пружины форсунки.

Впрыск топлива будет протекать при пониженном давлении в распылителе.

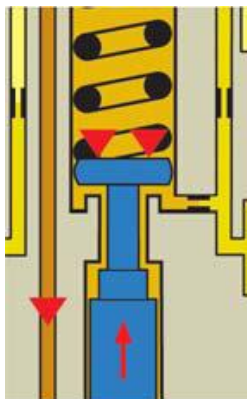


Рис. 1.33. Подъем иглы распылителя

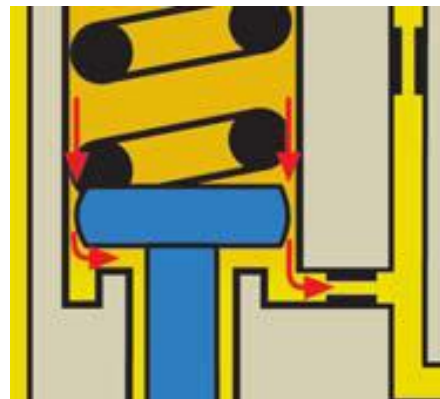


Рис. 1.34. Сброс давления топлива из полости пружины

На рис. 1.35 показано изменение давления в полости высокого давления  $\delta$  (см. рис. 1.28) при движении плунжера 4, который обеспечивает предварительный впрыск (запальную дозу топлива), основной впрыск и два дополнительных впрыска.

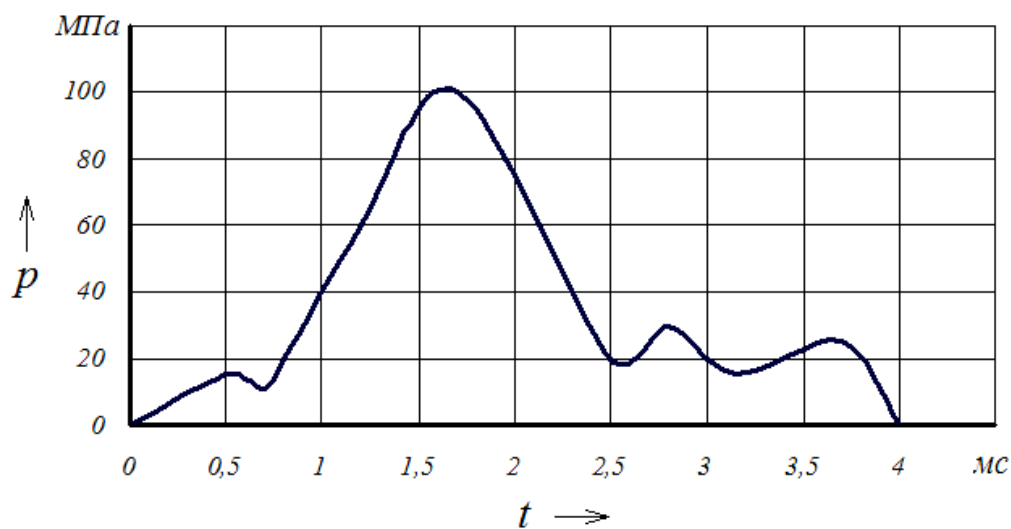


Рис. 1.35. Изменение давления в полости высокого давления в зависимости от времени процесса впрыска

Предварительный и дополнительные впрыски протекают при давлении открытия иглы 16 МПа (работает только пружина 10), а основной впрыск происходит при участии «гидравлической» пружины. Давление открытия иглы форсунки увеличивается и может достигать значений 20 – 50 МПа. При этом повышается в несколько раз давление топлива при впрыске основной дозы топлива.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. Объясните устройство и принцип работы насоса высокого давления и форсунки с механическим управлением.
2. Что называют цикловой подачей топлива, как она определяется расчетным путем для двигателя определенной мощности и частоты вращения вала насоса и как она регулируется на испытательном стенде?
3. Каков порядок определения диаметра и хода плунжера насоса высокого давления для заданной цикловой подачи?
4. Конструкции нагнетательных клапанов насоса высокого давления, их назначение и принцип действия.
5. Каков порядок расчета эффективного проходного сечения распылителя форсунки и его определение по номограмме?
6. Как определяется экспериментальным путем эффективное проходное сечение распылителя?
7. Как устроен и действует всережимный регулятор частоты вращения вала дизеля КамАЗ-740?
8. Для какой цели служат грузики у регулятора частоты вращения, как определяется их центробежная сила?
9. Напишите формулу для определения силы пружины, если известны ее жесткость и предварительное сжатие (растяжение).
10. Как в процессе работы всережимного регулятора взаимодействуют центробежная сила грузиков регулятора частоты вращения и сила пружины?
11. Назначение и порядок регулировки прямого и обратного (антидымного) корректора всережимного регулятора.
12. Порядок регулировки цикловой подачи на режиме номинальной мощности и максимального крутящего момента.
13. Принцип действия регулятора с гидравлическим и электрическим приводом рейки (подачи топлива) насоса высокого давления.
14. Принцип действия двухрежимного регулятора частоты вращения коленчатого вала двигателя.
15. Почему в условиях городского движения автомобиля с дизелем, оборудованным всережимным регулятором, расход топлива увеличивается на 5–7% по сравнению с двухрежимным регулятором?
16. Конструкция и принцип действия насосов-форсунок с механическим, электрическим и пьезоэлектрическим управлением хода иглы распылителя.

## **2. ОБРАЗОВАНИЕ КОКСОВЫХ ОТЛОЖЕНИЙ В РАСПЫЛИТЕЛЯХ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ**

### **2.1. Причины образования кокса в сопловых отверстиях распылителей форсунок дизелей и способы его устранения**

Физическая природа образования коксовых отложений в распылителях до сих пор не имеет однозначной трактовки. Накопленный опыт работы по анализу причин нагарообразования в распылителях позволил прийти к выводу, что основными причинами образования кокса распылителей дизелей являются прорыв газов в полость распылителя в конечной фазе впрыскивания и наличие высокой температуры [4]. При диагностировании форсунок и определении закоксовывания распылителей важным является нахождение причин образования кокса.

Отработавшие газы, кроме повышения температуры распылителя, несут с собой продукт неполного сгорания дизельного топлива – сажу. Изучение дизельной сажи показало, что проекция её первичных частиц имеет сферическую форму. Для дизельной сажи характерным является образование вторичных структур размером 0,4 – 4,0 мкм. В процессе работы двигателя сажевые образования соединяются в конгломераты с поперечниками от 4 до 60 мкм, которые объединяются в цепи длиной от 20 до 120 мкм [6]. Сажа способна проникать в полость распылителя через сопловые отверстия диаметром 0,2 – 0,5 мм.

Частицы дизельной сажи, соединяясь с лаковой пленкой испарившегося топлива, способны образовывать твердые коксовые отложения. Дополнительно наполнителем лаковой пленки могут быть механические частицы, продукты сгорания масла с присадками.

Воздух, поступающий в двигатель, содержит механические примеси (пыль, которая представляет собой мелкие частицы дорожного покрытия). Пыль может содержать до 70% окиси кремния  $\text{SiO}_2$ , до 20% закиси железа  $\text{FeO}_3$ , до 10% окиси алюминия  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Основная часть пыли задерживается воздушным фильтром, но небольшое количество ее поступает в цилиндры.

Дополнительно в цилиндре при сгорании углеводородного топлива и недостатке кислорода воздуха образуется углерод (сажа), а в результате трения и износа появляются частицы железа и алюминия. В работе [7] исследован механизм образования нагара на деталях



поршневой группы и его состав. Анализировались образцы нагара на днище поршня и в канавках компрессионных, маслосъемных колец. Исследования показали, что во всех образцах нагара содержится до 63 – 67% углерода. На днище поршня содержится железа 3,38%, алюминия – 1,25%. Таким образом, если газы проникают в полость распылителя, то они могут содержать сажу, частицы алюминия, железа и кремния.

При снижении давления начала открытия иглы  $P_{\phi o}$  ниже критического газы проникают в полость распылителя. На рис. 2.1 показано, что при давлении  $P_{\phi o}$  менее 12 МПа продолжительность впрыска топлива на двигателе  $\varphi_d$  становится больше, чем на безмоторном стенде  $\varphi_c$ , и прорыв газов  $L_n$  в полость распылителя увеличивается [8].

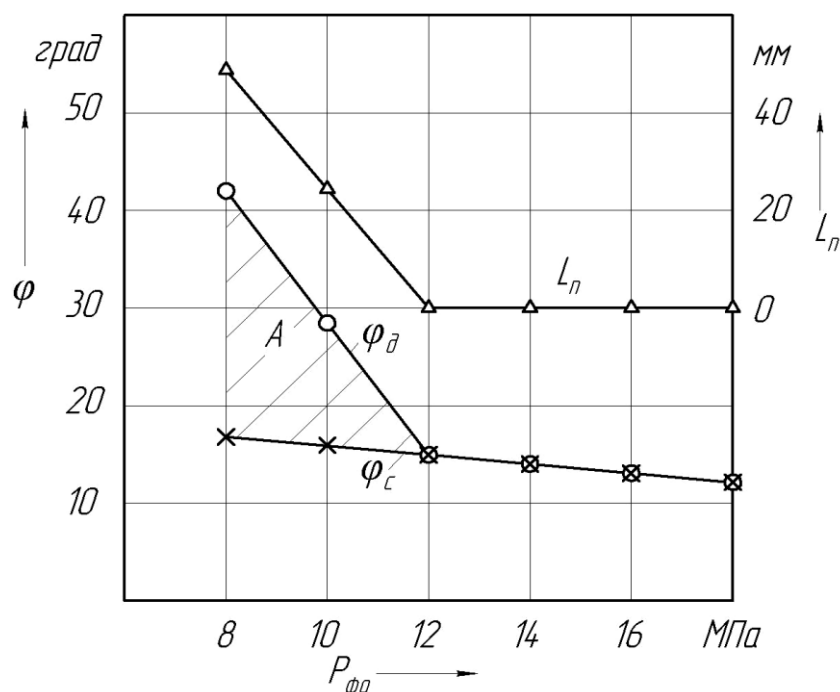


Рис. 2.1. Зависимость продолжительности впрыска топлива на двигателе  $\varphi_d$ , стенде  $\varphi_c$  и глубины проникновения газов  $L_n$  в полость распылителя от величины давления открытия иглы  $P_{\phi o}$

В процессе испытаний двигатель Д-440 (4ЧН 13/14) мощностью 75 кВт работал на режиме номинальной мощности при частоте вращения коленчатого вала  $1750 \text{ мин}^{-1}$  и цикловой подаче  $100 \text{ мм}^3$ . Заштрихованная область  $A$  является зоной прорыва газов и возможного образования кокса. Глубина прохождения газов в полость распылителя оценивалась длиной отложения кокса на поверхности иглы (потемнением).

Во время длительной эксплуатации дизеля величина  $P_{\phi o}$  снижается в результате износа контактирующих поверхностей корпуса форсунки, иглы, штанги, пружины, что может привести к прорыву цилиндрических газов и образованию кокса в полости распылителя и сопловых отверстиях.

При эксплуатации дизеля нельзя допускать снижение давления открытия иглы ниже критического (менее 70 – 80% от значения, установленного заводом-изготовителем). Газы проникают в полость распылителя при плохой подвижности иглы, ее заклинивании или увеличении хода.

При снижении  $P_{\phi o}$  (рис. 2.2) повышается температура носика распылителя  $t_p$  (зона сопловых отверстий). Это происходит в результате увеличения подачи топлива и температуры в цилиндре, прорыва газов в полость распылителя [8]. Температура определялась при помощи термопары, установленной в районе носика распылителя.

В процессе эксплуатации дизеля максимальный ход иглы увеличивается в результате износа контактирующих поверхностей корпуса форсунки, торца иглы и посадочного конуса.

На рис. 2.3 показано, что с увеличением максимального хода иглы у форсунки повышается температура носика распылителя  $t_p$  в результате увеличения цикловой подачи топлива.

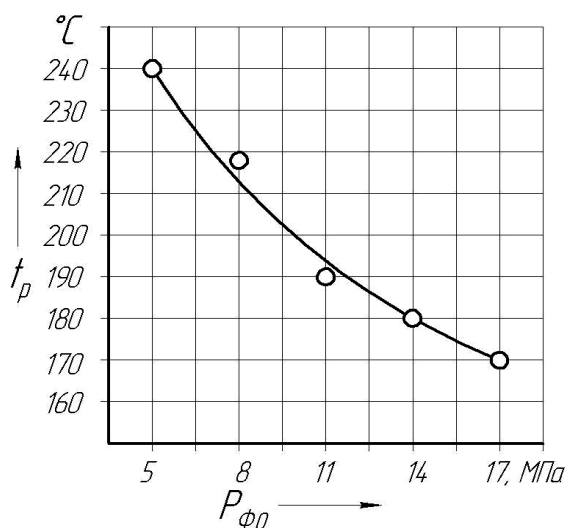


Рис. 2.2. Зависимость температуры носика распылителя  $t_p$  от  $P_{\phi o}$

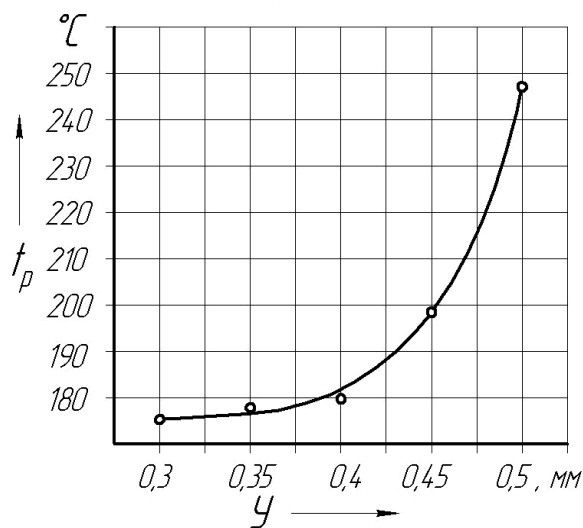


Рис. 2.3. Зависимость температуры носика распылителя от хода иглы

Кроме того, при значительном увеличении хода иглы в результате действия сил инерции игла не успевает «следить» за изменением

давления в полости форсунки и ее посадка начинается в момент, когда давление топлива в камере форсунки будет меньше давления газов в цилиндре двигателя. В данном случае газы прорываются в камеру распылителя, повышая его температуру [8].

После окончания впрыскивания внутренние поверхности распылителя остаются смоченные топливом, которое под воздействием высокой температуры (200–250 °С) за период между впрыскиванием преобразуется в лаковую пленку. Сажа, частицы алюминия, железа и кремния, контактируя с лаковой пленкой, «прилипают» к ней, образуя на поверхности металла коксовые отложения.

Для ликвидации прорыва газов рекомендуют увеличивать  $P_{\phi o}$  путем повышения усилия на пружине, но это приводит к росту контактных напряжений в запорном конусе распылителя и его износу.

Увеличение  $P_{\phi o}$  без изменения усилия на пружине и контактных напряжений в запорном конусе распылителя возможно при уменьшении диаметра иглы.

Давление начала подъема иглы определяется выражением

$$P_{\phi o} = \frac{F_n}{f_u - f_k}, \quad (2.1)$$

где  $F_n$  – сила сжатия пружины, Н;  $f_u$  – площадь поперечного сечения иглы, м<sup>2</sup>;  $f_k$  – площадь посадочного конуса иглы, м<sup>2</sup>.

Из анализа выражения (2.1) следует, что при неизменной величине  $F_n$  значение  $P_{\phi o}$  можно увеличить путем уменьшения  $f_u$  или её диаметра  $d_u$ .

На рис. 2.4 показано влияние диаметра направляющей части иглы  $d_u$  и соответственно ее площади  $f_u$  на параметры процесса впрыскивания.

При уменьшении  $d_u$  с 6 до 4,5 мм значение динамического давления начала открытия иглы  $P_{\phi o}$  увеличилось с 18 до 58 МПа. При этом снизились продолжительность впрыска  $\phi_e$  и цикловая подача  $q_u$ , но повысилась максимальная величина давления  $P_{\phi m}$  в полости форсунки [8]. Давление начала посадки иглы на седло увеличилось с 6 до 14 МПа. Усилие пружины форсунки оставалось постоянным и соответствовало 340 Н.

Давление начала посадки иглы на седло  $P_n$  меньше статического давления начала открытия иглы  $P_{\phi oc}$  и определяется по формуле

$$P_n = (0,5 - 0,7) \cdot P_{\phi oc}. \quad (2.2)$$

Повышение давления, скорости истечения топлива из сопловых отверстий, а также увеличение давления посадки иглы на седло будут препятствовать прорыву газов в полость распылителя и образованию кокса в сопловых отверстиях. Для снижения возможности прорыва газов в полость распылителя и образования кокса в сопловых отверстиях рекомендуется использование распылителей с меньшим диаметром направляющей иглы.

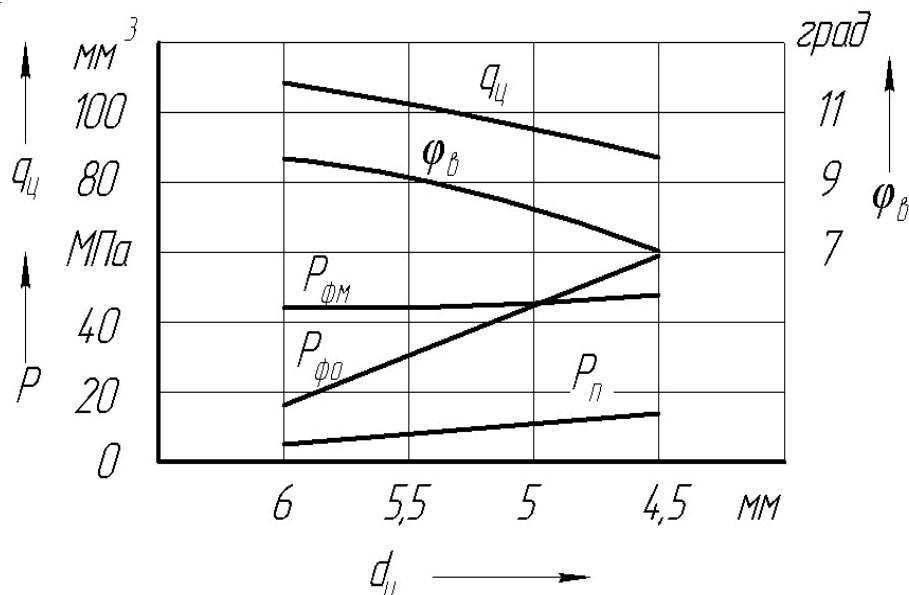


Рис. 2.4. Зависимость параметров процесса впрыска топлива от диаметра иглы распылителя

Прорыв газов возможен при неблагоприятных сочетаниях конструктивных и регулировочных параметров топливной аппаратуры. Главным, но не единственным условием прорыва газов является превышение давления газов в цилиндре  $P_z$  над давлением топлива в распылителе форсунки  $P_{ф}$ . Дополнительным условием является наличие свободных объемов (газовой фазы) в линии высокого давления или продолжение посадки нагнетательного клапана. В момент, когда игла еще не закрыта, а давление в цилиндре выше давления топлива, газы смещают столб топлива и проникают в распылитель.

Для оценки возможности прорыва газов в полость распылителя на режиме номинальной мощности двигателя Д-440 (рис. 2.5) проводилось осциллографирование хода иглы  $1 U$ , давления топлива в камере распылителя  $2 P_{ф}$ , давления газов в цилиндре  $3 P_z$ , хода нагнетательного клапана  $4 h_{к}$  и фиксировалась отметка ВМТ [8].

Рассмотрим конечную фазу впрыскивания топлива от точки  $C$

пересечения линий давлений  $P_\phi$  и  $P_2$ . В зоне  $A$  при открытой игле форсунки и условии  $P_T > P_\phi$  возможен прорыв газов и закоксовывание сопловых отверстий распылителей. Прорыву газов способствует возможное смещение потока топлива (зона  $B$ ) газами при движущемся и ещё не закрытом нагнетательном клапане или наличие остаточных свободных объемов.

**Для устранения прорыва газов необходимо, чтобы конструктивные и регулировочные параметры топливной аппаратуры обеспечивали посадку иглы и нагнетательного клапана на седло до точки пересечения давлений  $P_\phi$  и  $P_2$ .**

Применение аккумуляторных систем с электрогидравлическим управлением форсунок и с высоким давлением впрыска (до 200 МПа) может уменьшить прорыв цилиндрических газов в полость распылителя и снизить процесс закоксовывания, но приведет к увеличению диаметра сопловых отверстий в результате их износа (высокие скорости истечения топлива).

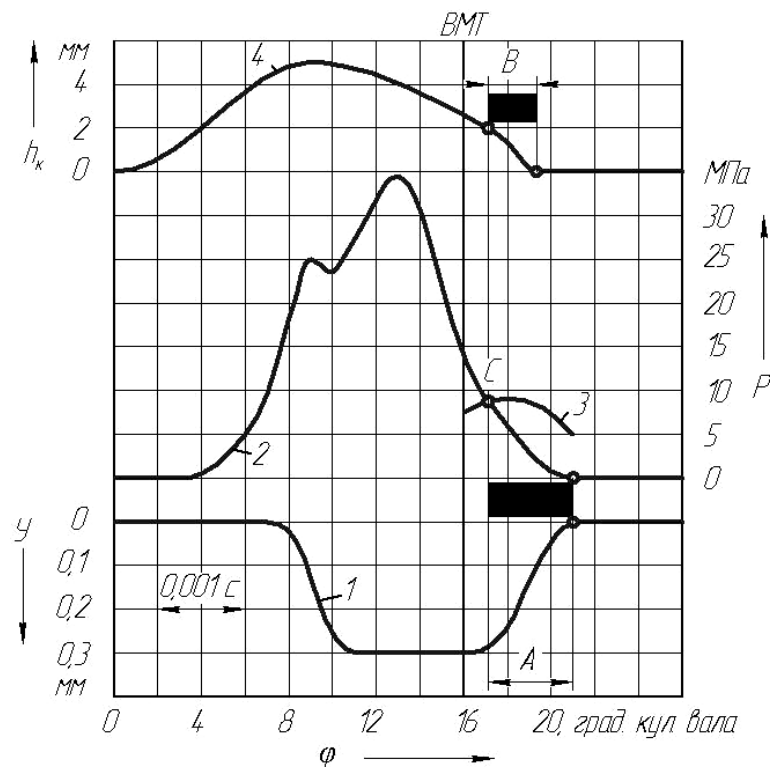


Рис. 2.5. Определение возможности прорыва газов в полость распылителя:

- 1 – движение иглы; 2 – изменение давления в полости форсунки  $P_\phi$ ; 3 – изменение давления газов в цилиндре  $P_2$ ;
- 4 – движение нагнетательного клапана

В работе [9] предложен цикл для анализа стойкости распылителей к образованию кокса, состоящий из четырех часов работы дизеля. Один час – режим номинальной мощности, три часа – режим максимального крутящего момента. В начале и конце цикла на стенде постоянного давления определялось эффективное проходное сечение распылителей. Регулировка насоса высокого давления оставалась неизменной. Для оценки влияния конструктивных, эксплуатационных и регулировочных параметров на процесс закоксовывания форсунки комплектовались по «технологическому», «эксплуатационному» и «аварийному» вариантам. Величина  $P_{\phi o}$  уменьшалась на 15 и 40%, а ход иглы увеличивался на 50 и 100% для «эксплуатационного» и «аварийного» вариантов. На «аварийном» режиме форсунки дополнительно работали с «зависшими» иглами в распылителях.

При испытании дизеля Д-440 с форсунками, укомплектованными по «технологическому» варианту (ход иглы 0,3 мм, давление открытия 16 МПа), не обнаружена склонность распылителей к образованию кокса [9]. Величина закоксовывания сопловых отверстий форсунок, укомплектованных по «эксплуатационному» варианту, достигала 10–15%, а аварийному – 50%.

## **2.2. Причины образования кокса в сопловых отверстиях распылителей дизеля, работающего на газе, и способы его устранения**

При переводе рабочего процесса дизеля на природный газ (метан) его воспламеняют обычно запальной порцией дизельного топлива. С целью экономии топлива величину запальной порции уменьшают, что приводит к снижению энергии впрыска, уменьшению давления топлива при посадке иглы на седло и возможному образованию кокса в сопловых отверстиях распылителя.

На рис. 2.6 показаны осциллограммы изменения хода иглы  $U$ , давления в полости форсунки  $P_{\phi}$ , угол поворота коленчатого вала  $\varphi$  и давления газов в цилиндре  $P_c$  газодизеля КамАЗ-7409, работающего на номинальном режиме ( $n_n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 10 \text{ мм}^3$ ). На диаграммах показаны  $P_{nn}$  – давление в начале посадки иглы,  $P_{kn}$  – давление в конце посадки иглы на седло. Форсунка имела распылитель с проходным сечением  $\mu f = 0,19 \text{ мм}^2$  и давлением открытия иглы  $P_{\phi o} = 20 \text{ МПа}$ .

Из анализа осциллограмм следует, что на режиме номинальной мощности отсутствуют условия для прорыва газов в полость распылителя при посадке иглы на седло, так как  $P_\phi > P_2$ . Даже при окончательной посадке иглы на седло давление  $P_{кп} > P_2$ . После окончания впрыскивания топлива газы могут заполнить объем распылителя только до посадочного конуса (сопловые отверстия, колодец).

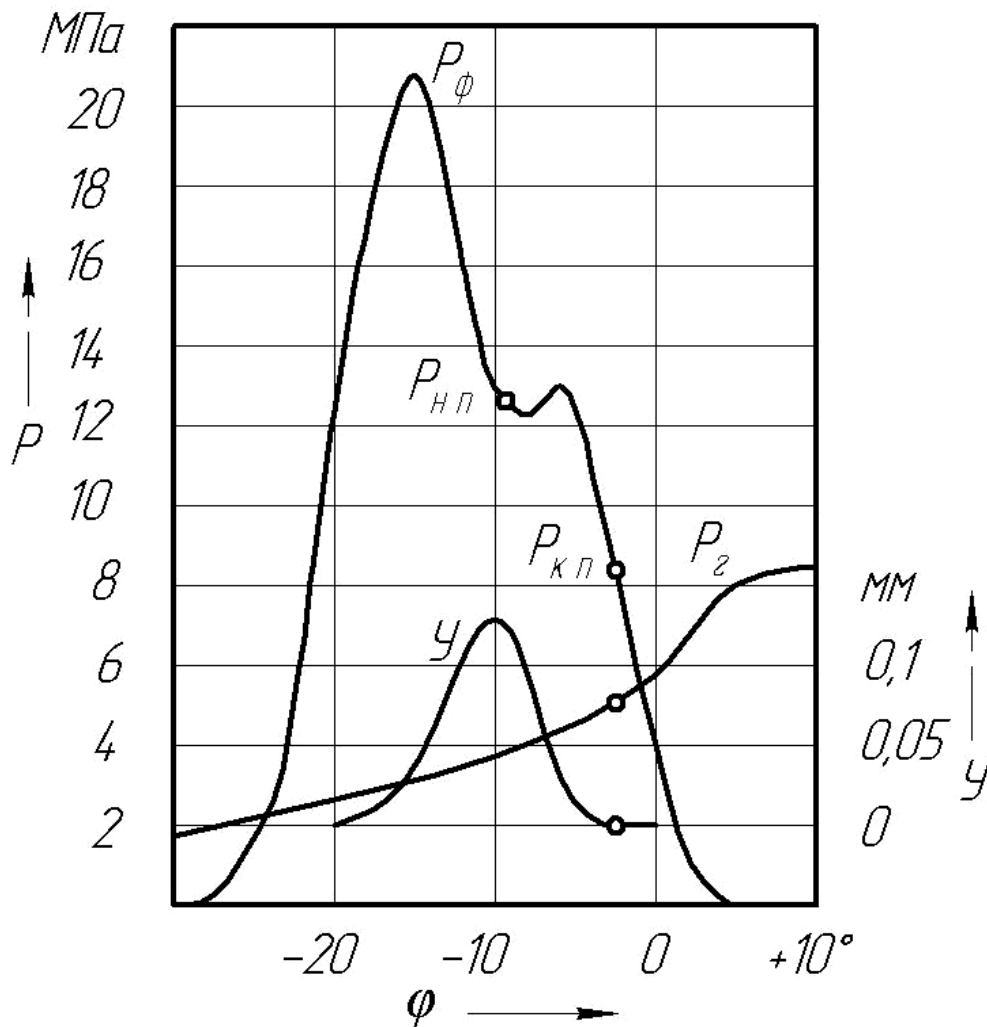


Рис. 2.6. Совмещенные осциллограммы процесса подачи запальной порции топлива и давления газов в цилиндре

На рис. 2.7 показано изменение запальной порции топлива  $q_u$  газодизеля, давления топлива в камере распылителя в начальный  $P_{нп}$  и конечный  $P_{кп}$  момент посадки иглы на седло, а также давления газов в цилиндре  $P_2$  при положении иглы на седле для различных частот вращения вала насоса  $n_n$ .

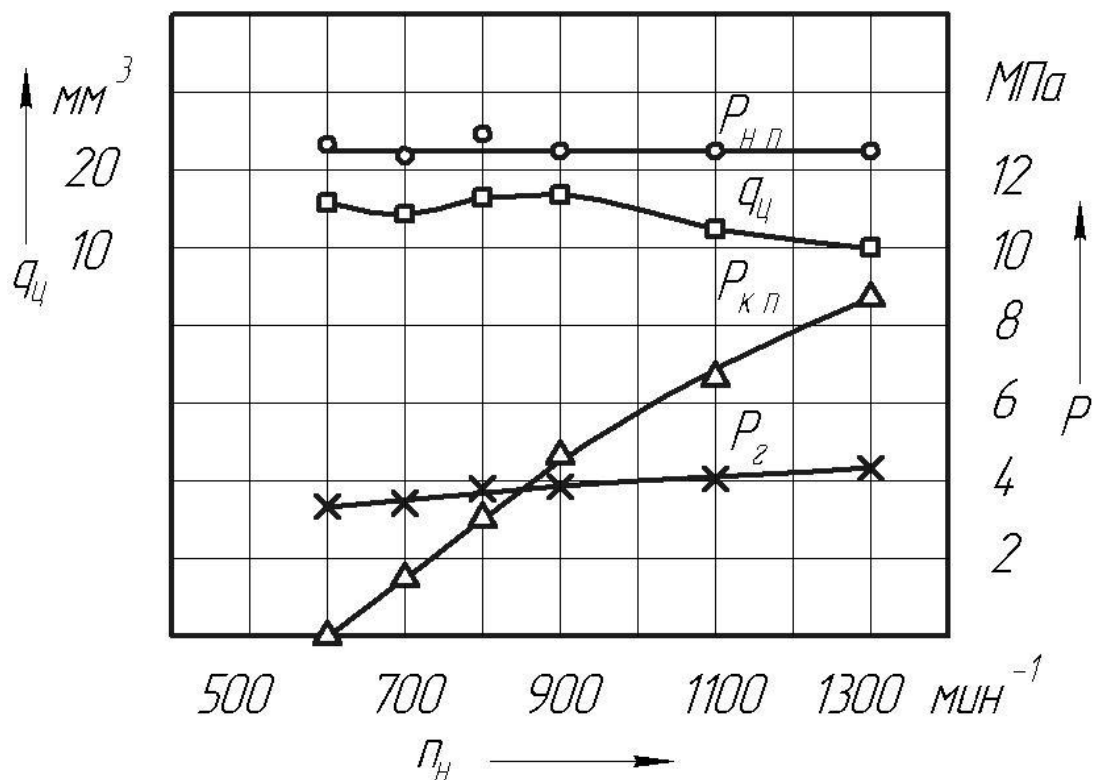


Рис. 2.7. Зависимость давления топлива в конце посадки иглы на седло  $P_{kn}$  от частоты вращения вала насоса

Из представленных графиков следует: при изменении  $n_n$  от 850 до 1300 мин<sup>-1</sup>  $P_{kn} > P_z$ , что препятствует прорыву газов в полость распылителя. Однако при изменении  $n_n$  от 850 до 600 мин<sup>-1</sup>  $P_z > P_{kn}$ , что может способствовать прорыву газов в полость распылителя и способствовать нагарообразованию [8]. Следует отметить, что даже при отсутствии условий для прорыва газов в полость распылителя он будет закоксовываться, но с меньшей скоростью, если сопловые отверстия имеют высокую температуру (больше 250 °С) и малую энергию впрыскивания (давление и скорость).

Топливная аппаратура газодизеля с  $\mu f = 0,19$  мм<sup>2</sup>, диаметром иглы 6 мм при подаче малой запальной порции топлива (10–16 мм<sup>3</sup>) создает низкое давление перед сопловыми отверстиями (примерно 22 МПа). Для обеспечения более высоких давлений впрыскивания рекомендуется увеличить запальную порцию топлива до 20–25 мм<sup>3</sup> с переходом на распылители с меньшим диаметром направляющей части иглы.



### **Контрольные вопросы и задания**

- 1. Поясните основные причины образования коксовых отложений в полости распылителя и в каналах сопловых отверстий форсунок с гидромеханическим управлением.*
- 2. Укажите главные причины прорыва цилиндрических газов в полость распылителя форсунки.*
- 3. Какие частицы металлов могут содержать в себе прорывающие газы из цилиндра двигателя в полость распылителя?*
- 4. Каким образом влияет уменьшение диаметра иглы форсунки на величину давления открытия иглы и прорыв газов из цилиндра двигателя в полость распылителя?*
- 5. Почему при снижении давления открытия иглы форсунки ниже допустимого увеличивается температура распылителя?*
- 6. Почему при увеличении хода иглы распылителя повышается температура его носика?*
- 7. Почему нельзя в эксплуатации допускать снижение давления начала открытия иглы менее чем на 30% от нормативного значения, установленного заводом-изготовителем?*
- 8. Укажите главные причины закоксовывания сопловых отверстий распылителей газодизеля, работающего с воспламенением газа от запальной порции дизельного топлива.*
- 9. Каковы основные способы устранения кокса в сопловых отверстиях распылителей форсунок дизелей?*

### 3. ДАТЧИКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

Топливная аппаратура (ТА) с механическим или электронным управлением является одной из основных систем дизелей. Она в значительной степени предопределяет мощность двигателя, его экономические, экологические показатели, уровень шума, стабильность, надежность и долговечность.

Разработкой, модернизацией, эксплуатацией, диагностикой ТА занимается широкий круг инженерно-технических работников, для которых важно иметь определенную информацию о конструктивных особенностях, методах исследования, испытания и диагностирования.

На рис. 3.1 показана конструкция комбинированного датчика [10,11], позволяющая одновременно записывать изменение давления в штуцере насоса высокого давления и ход нагнетательного клапана.

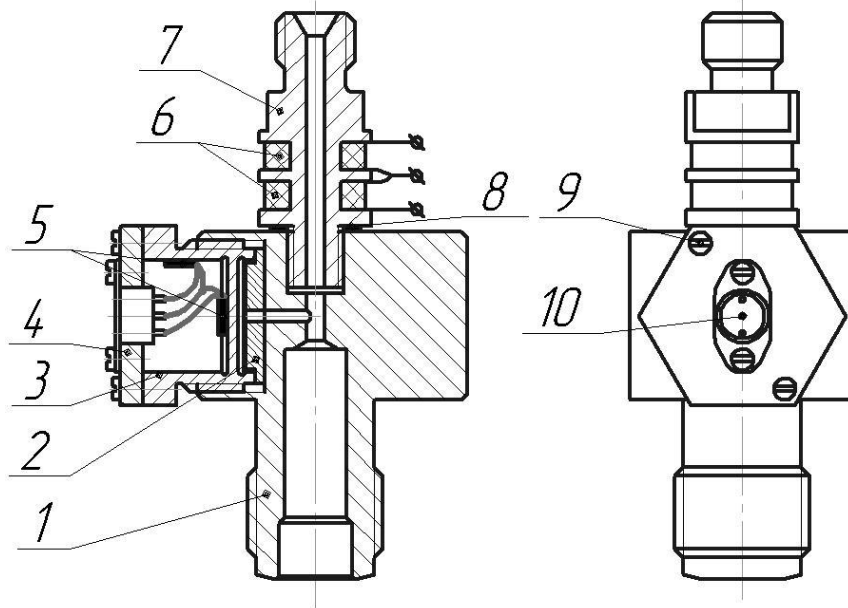


Рис. 3.1. Датчик комбинированный:

1 – корпус датчика; 2 – вытеснитель; 3 – стакан с упругим элементом; 4 – крышка; 5 – рабочий и компенсационный тензорезистор; 6 – катушки индуктивности; 7 – корпус датчика перемещения нагнетательного клапана; 8 – прокладка; 9 – винт; 10 – разъем

Корпус 1 является штуцером насоса. Размеры полости датчика должны соответствовать внутренним размерам штуцера. К нагнетательному клапану припаивается шток из немагнитной стали со сталь-

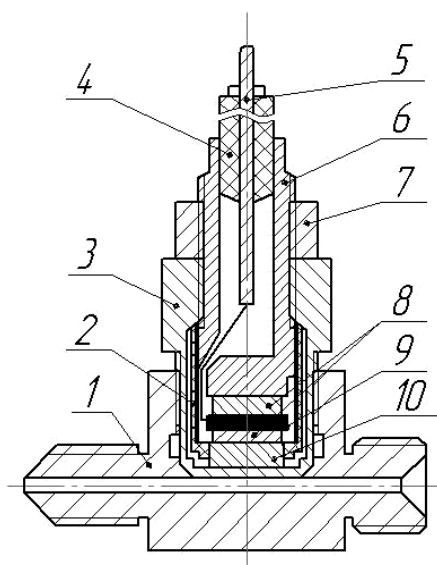
ным сердечником. При установке клапана в штуцер длина штока должна быть равна расстоянию до центра между катушками 6. Катушки выполнены из провода ПЭЛ диаметром 0,15 мм с числом витков 100 в каждой. Проходная площадь отверстия корпуса датчика 7 должна быть не менее площади сечения трубопровода. Корпус 7 выполнен из немагнитной стали X18H9T.

Стакан 3 с упругим элементом (мембраной) изготовлен из стали 45ХНМФА. Мембрана имеет диаметр 20 мм с толщиной 1–3 мм в зависимости от величины измеряемого максимального давления. На мембрану наклеен рабочий тензорезистор (обычно на бумажной основе), а на неподвижную поверхность стакана 3 наклеен компенсационный тензорезистор. Соединение тензорезисторов выполняют по «мостовой» схеме. При повышении давления в штуцере насоса мембрана прогибается, сопротивление рабочего тензорезистора изменяется. Нарушается баланс тока в ветвях «мостовой» схемы. При помощи усилителя (например, УТС1 ВТ-12/35) и осциллографа фиксируют изменение давления.

Индуктивный датчик может быть использован и для записи хода иглы распылителя. К штанге форсунки припаивается шток из немагнитной стали с металлическим наконечником, при движении которого изменяется магнитное поле катушек. С использованием усиливающей и регистрирующей аппаратуры определяется движение иглы.

Для исследования процесса подачи топлива возможно использование пьезокварцевых датчиков [12]. На рис. 3.2 показана конструкция пьезоэлектрического датчика давления.

Рис. 3.2. Датчик давления пьезоэлектрический:  
 1 – корпус датчика;  
 2 – сильфон;  
 3 – стакан с измерительной мембраной;  
 4 – изолятор;  
 5 – контакт;  
 6 – корпус модуля;  
 7 – контргайка;  
 8 – кварцевые пластины;  
 9 – медная пластина с проводником;  
 10 – опорный диск



При повышении давления мембрана деформируется и через опорный диск *10* передает усилие на кварцевые пластины *8*. Электрический заряд, создаваемый при деформации кварцевой пластины, передается от медной пластины с проводником на контакт *5* и поступает к усилителю.

Для исследования топливных систем и записи осциллограммы движения иглы рекомендуется индуктивный датчик в виде «проставки» [13].

На рис. 3.3 приведен разрез форсунки дизеля с установкой индуктивного датчика *3*, («проставка») при помощи которого записывается движение иглы и тензометрического датчика *8* для оценки изменения давления в полости форсунки при движении иглы.

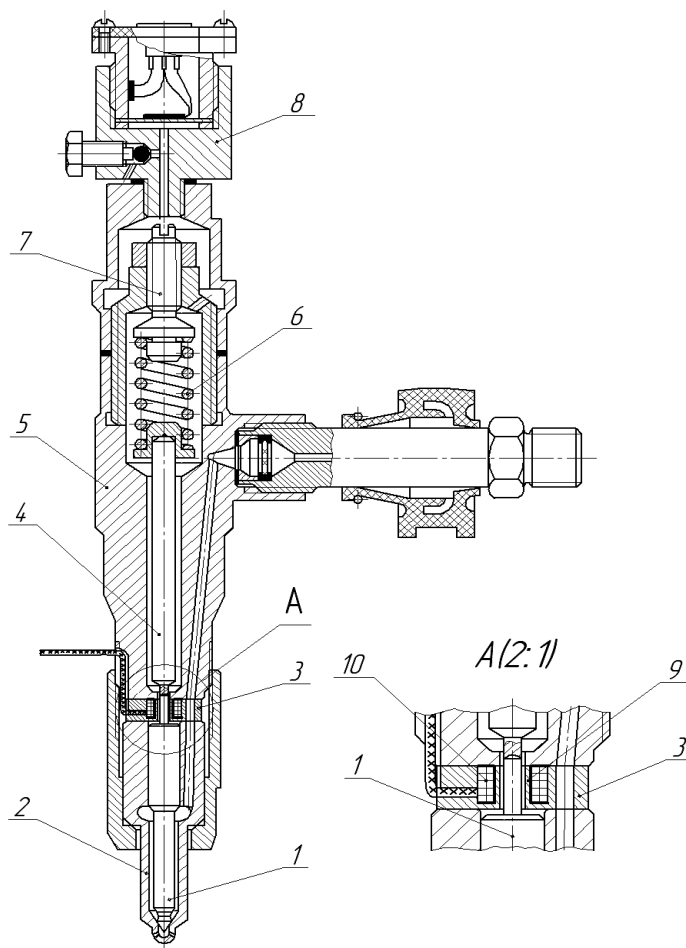


Рис. 3.3. Установка датчиков в форсунке для записи перемещения иглы и давления: *1* – игла распылителя; *2* – корпус распылителя; *3* – датчик перемещения иглы; *4* – штанга; *5* – корпус форсунки; *6* – пружина; *7* – винт; *8* – датчик давления; *9* – «проставка» с катушкой *10*

Корпус датчика перемещения иглы 3 и штанга 4 выполнены из немагнитной стали Х18Н9Т. Рабочая катушка 10 изготовлена из провода ПЭЛ диаметром 0,13 мм с числом витков 35. Компенсационная катушка имеет те же параметры и размещается вне форсунки. Принцип работы датчика основан на изменении индуктивного сопротивления рабочей катушки в зависимости от зазора между торцом иглы и корпусом форсунки.

В условиях эксплуатации двигателя применение индуктивного датчика, расположенного между корпусом форсунки и распылителем, связано с определенными трудностями. В данной работе рассмотрена возможность записи хода иглы съемным датчиком давления, который устанавливается в линии отвода утечек топлива из форсунки [14].

В момент подъема иглы 1 (см. рис. 3.3) в полости корпуса форсунки 5, заполненной топливом, давление повышается и может быть зафиксировано датчиком давления 8. Упругим элементом датчика является мембрана с наклеенным проволочным тензорезистором.

На рис. 3.4 приведены осциллограммы процесса впрыска топлива, зафиксированные при работе двигателя Д-440 (4ЧН13/14) на номинальном режиме с частотой вращения вала насоса  $875 \text{ мин}^{-1}$  и цикловой подачей  $103 \text{ мм}^3$ .

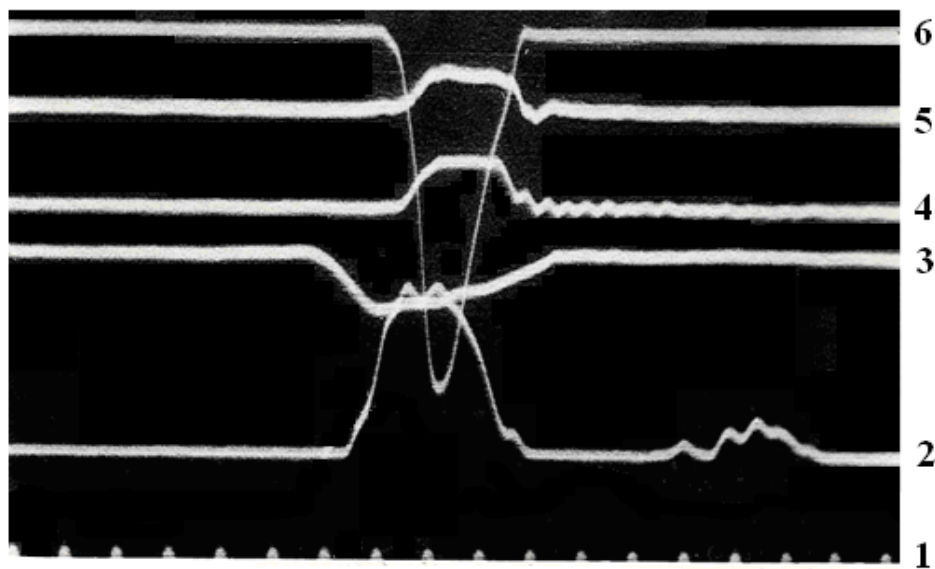


Рис. 3.4. Осциллограммы процесса впрыска топлива

На представленных осциллограммах показаны отметка времени 1 (равная 0,001 с.), давление топлива в штуцере насоса 2, ход нагнетательного клапана 3, давление в замкнутом объеме форсунки 4 (полос-

ти пружины), ход иглы 5, давление перед сопловыми отверстиями 6. Сравнение осциллограмм изменения давления в замкнутом объёме форсунки 4 и хода иглы 5 показывает их идентичность [14].

Таким образом, закономерность движения иглы распылителя форсунки можно определить при помощи датчика низкого давления, установленного в дренажную магистраль. На рис. 3.4 при помощи комбинированного датчика записаны осциллограммы изменения давления в штуцере насоса (2) и движение нагнетательного клапана (3).

Определять движение иглы 1 возможно также индуктивным выносным датчиком 10 (рис. 3.5), корпус которого изготовлен из немагнитной стали.

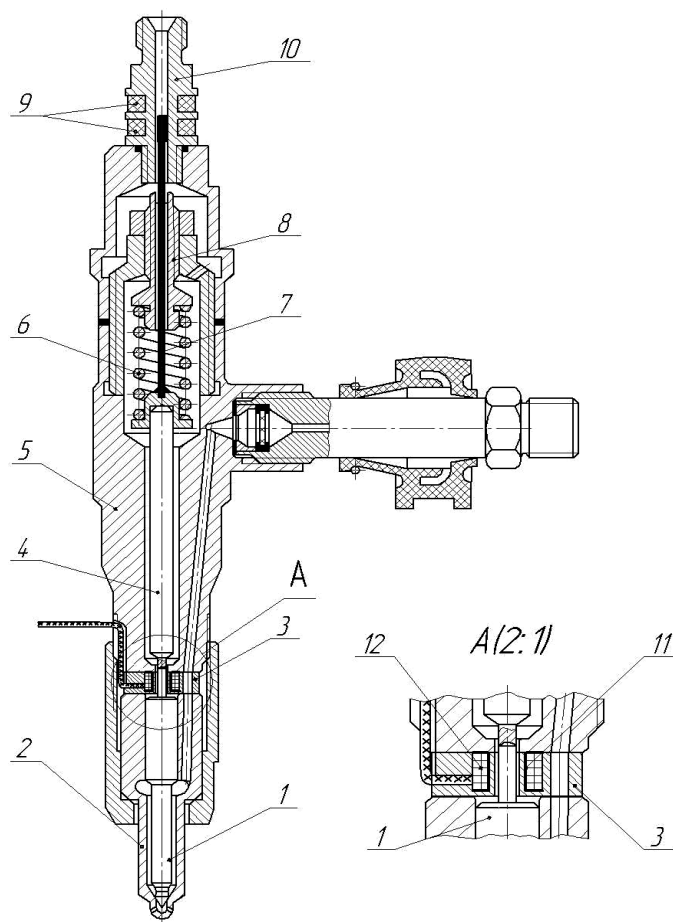


Рис. 3.5. Форсунка с индуктивными датчиками перемещения иглы: 1 – игла распылителя; 2 – корпус распылителя; 3 – датчик – «проставка»; 4 – штанга; 5 – корпус форсунки; 6 – пружина; 7 – шток; 8 – винт; 9 – катушки; 10 – датчик индуктивный; 11 – «проставка» с катушкой 12

В корпусе датчика расположены две катушки 9. К штанге 4 приварен шток 7, выполнен также из немагнитной стали. На конце штока 7 припаяна короткая стальная трубка, расположенная в середине катушек 9. При движении иглы 1 штанга 4 и шток 7 перемещаются, изменяя индуктивность катушек 9, что позволяет, применяя усиливающую и регистрирующую аппаратуру, фиксировать ход иглы.

На рис. 3.6 приведена конструкция датчика для определения давления перед сопловыми отверстиями (давления впрыска). В корпусе распылителя 4 выполняется центральное отверстие, которое соединено при помощи втулки 5 с полостью мембраны чувствительного элемента 8. На рис. 3.4 приведена осциллограмма (импульс б), записанная данным датчиком.

Для распылителей со съемным сопловым наконечником (судовые, тепловозные двигатели) предлагается датчик для записи давления впрыска, изображенный на рис. 3.7.

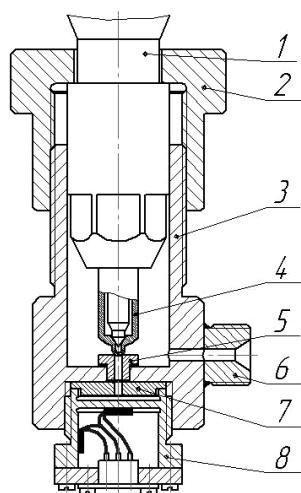


Рис. 3.6. Датчик давления впрыска топлива:  
1 – форсунка; 2 – гайка; 3 – корпус датчика; 4 – корпус распылителя с центральным отверстием;  
5 – втулка; 6 – штуцер для слива топлива; 7 – уплотнительная прокладка; 8 – чувствительный тензометрический элемент

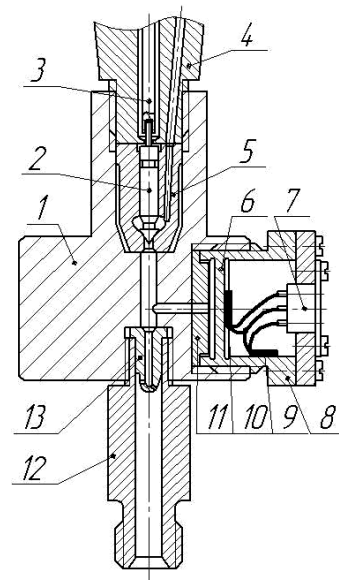


Рис. 3.7. Датчик измерения давления под конусом иглы:  
1 – корпус датчика; 2 – игла распылителя; 3 – штанга форсунки; 4 – корпус форсунки; 5 – корпус распылителя; 6 – мембрана; 7 – разъем; 8 – стакан; 9 – компенсационный тензоэлемент; 10 – рабочий тензоэлемент; 11 – вытеснитель; 12 – штуцер прижимной; 13 – сопловый наконечник

Осциллограммы изменения давления и перемещения деталей ТА могут быть зафиксированы также с применением персонального компьютера.

На рис. 3.8 показаны персональный компьютер, АЦП, датчик для измерения перемещения иглы («проставка»), комбинированный датчик давления и перемещения нагнетательного клапана, пьезоэлектрический датчик давления.



Рис. 3.8. Измерительная и регистрирующая аппаратура

В настоящее время в датчиках давления и перемещения применяются встроенные аналогово-цифровые преобразователи (АЦП), что упрощает процесс исследования и диагностирования ТА.

### ***Контрольные вопросы***

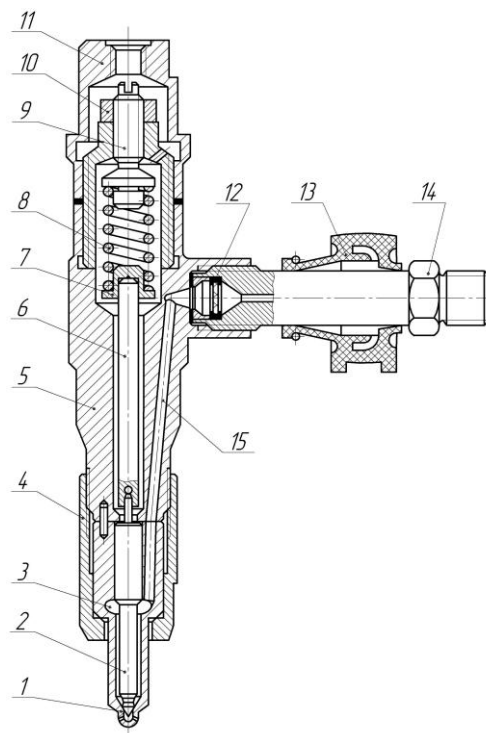
- 1. Для какой цели используют датчики давления и перемещения?*
- 2. Каков принцип работы тензодатчика, пьезодатчика для измерения давления топлива и датчика индуктивного типа для измерения перемещений деталей (клапана насоса, иглы распылителя) топливной аппаратуры?*
- 3. Как определяют перемещение иглы распылителя форсунки датчиком давления?*
- 4. Почему индуктивный датчик в виде «проставки», расположенный между корпусом распылителя и корпусом форсунки, наиболее точно фиксирует перемещение иглы распылителя?*
- 5. Как устроен датчик для измерения давления топлива перед сопловыми отверстиями?*



## 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

Основным узлом форсунки является распылитель, от состояния которого зависит экономичность двигателя и токсичность отработавших газов. На рис. 4.1 показан общий вид форсунки двигателя Ярославского моторного завода. Распылитель имеет четыре сопловых отверстия 1 диаметром 0,25 – 0,35 мм, иглу 2 с диаметром направляющей 4,5 – 6,0 мм, корпус 3. 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 прокладками различной толщины.

Рис. 4.1. Форсунка:  
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



### 4.1. Устройство и модернизация стенда КИ-3333 для регулировки форсунок

На рис. 4.2 показан общий вид стенда КИ–3333 для регулировки давления начала впрыскивания  $P_{\text{фо}}$  распылителей форсунок. Вели-

чина данного давления зависит от формы камеры сгорания (КС) и способа смесеобразования – пленочного, объемно-пленочного и объемного [15]. У штифтовых распылителей и разделенных КС двигателя (предкамера или вихревая камеры) величина  $P_{fo}$  лежит в пределах 12–15 МПа (120 –150 атм). У неразделенных камер сгорания с объемным способом смесеобразования давление  $P_{fo}$  достигает величины 18 –30 МПа. Для каждого типа двигателя величина  $P_{fo}$  указана в руководстве по регулировке форсунок, зависит от диаметра иглы и способа смесеобразования. Топливные факелы, выходящие из распылителя, должны быть направлены в полость КС. Если факел направлен не в КС, а в стенку цилиндра, то процесс смесеобразования распыленного топлива с воздухом будет нарушен. Расход топлива и токсичность выхлопных газов увеличится.



Рис. 4.2. Общий вид стенда КИ-3333 для регулировки форсунок

Стенд КИ-3333 (контрольно-испытательный) 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*.

Гидравлическая схема стенда приведена на рис. 4.3. 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.

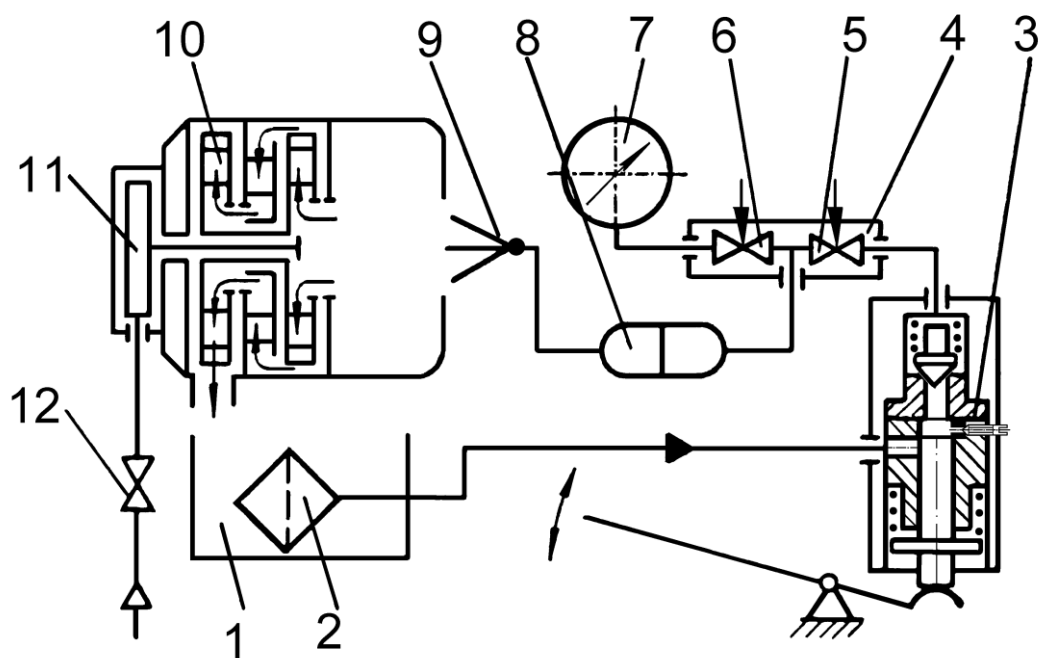


Рис. 4.3. Гидравлическая схема стенда КИ-3333:

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



ровку, демонтируют со стенда под избыточным давлением. Это приводит к разбрызгиванию топлива и ухудшает условия труда техника.

Для устранения указанных недостатков гидравлическая схема стенда КИ - 3333 была изменена [16]. В центральном соединительном канале 13 клапанной коробки 12 удалили технологическую пробку-заглушку, а вместо нее установили штуцер, к которому подсоединили трубопровод от насоса высокого давления 3. Подвод топлива от насоса осуществлен в центральный канал клапанной головки и соединен с аккумулятором 14 и форсункой 15 (рис. 4.5).

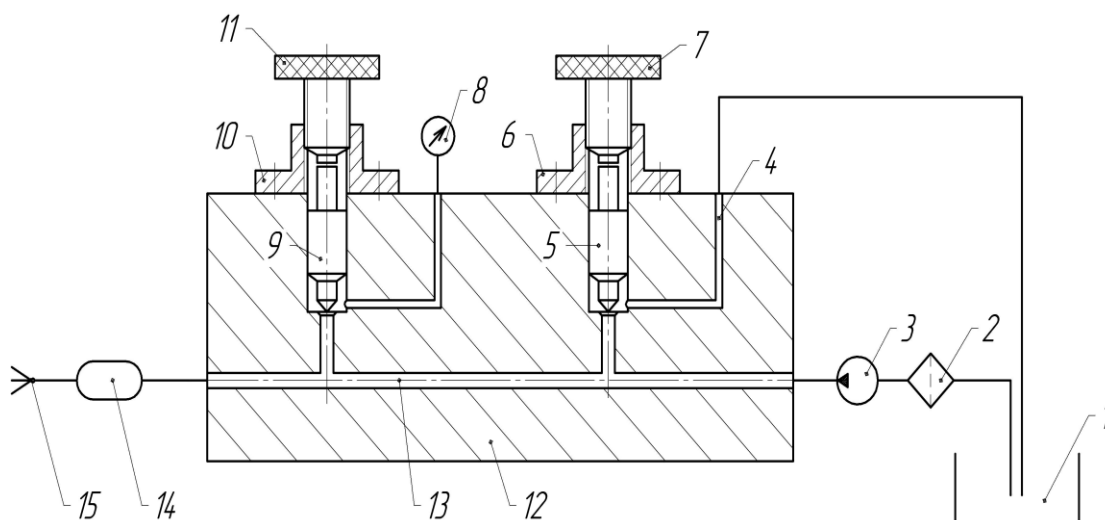


Рис. 4.5. Модернизированная гидравлическая схема стенда КИ-3333 М

Процесс регулировки форсунок на давление начала открытия иглы происходит при закрытом клапане (игле) 5. При открытии клапана давление в системе снижается до величины атмосферного, сжатое топливо удаляется в топливный бак 1 через канал 4. Раньше этот канал служил для подвода топлива от насоса 3. Сжатое топливо не утекает через зазор в паре «игла-корпус», так как давление создается в системе при закрытой игле 5 крана.

Одной из причин неудовлетворительной работы форсунки является течь топлива из посадочного конуса иглы. Это приводит к увеличению расхода топлива, токсичности выхлопных газов. В выхлопных газах увеличивается содержание несгоревших углеводородов (топлива) и твердых частиц (сажи). Ниже приводится описание стенда и методика восстановления герметичности посадочного конуса распылителя форсунки.

## 4.2. Стенд и методика восстановления герметичности посадочного конуса иглы распылителя форсунки

В процессе длительной эксплуатации топливной аппаратуры дизеля посадочные поверхности конуса иглы и корпуса распылителя форсунки изнашиваются, что способствует плохому распыливанию и даже течи (просачиванию) топлива из распылителя. Распылитель форсунки может «лить», увеличивая расход топлива и токсичность отработавших газов.

На рис. 4.6 (вид 1) показан посадочный конус нового распылителя с кольцевым уплотнением шириной примерно 0,5 – 1,0 мм и требуемой мелкостью распыливания топлива. При испытании на стенде КИ-3333 и хорошей подвижностью иглы она способна многократно подниматься и опускаться на седло (дробить). Поток топлива не дросселирует под конусом иглы, а рассекается на участки и поступает к сопловым отверстиям под высоким давлением, обеспечивая требуемую мелкость распыливания топлива. Топливо из распылителя вытекает в виде тумана с характерным звуком. Игла форсунки совершает колебательный процесс с частотой примерно 100 Гц.

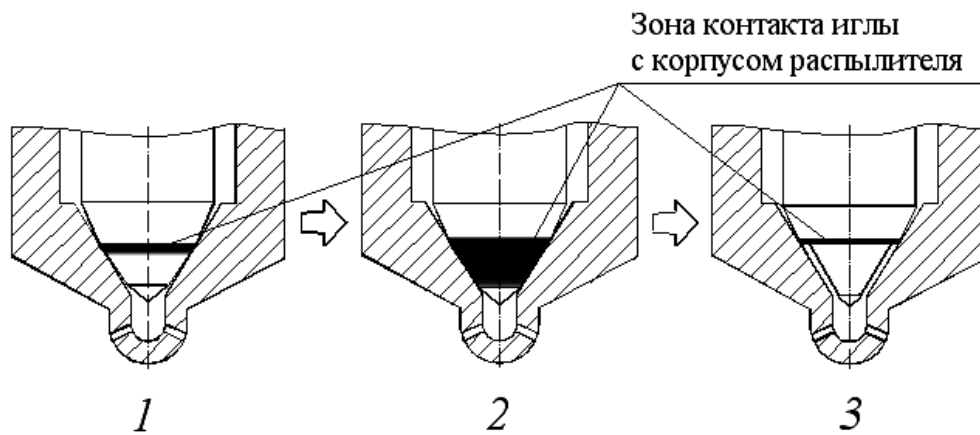


Рис. 4.6. Вид уплотнения посадочного конуса нового (1), изношенного (2) и восстановленного (3) распылителей

Ширина посадочного конуса и ее площадь зависят от напряжения смятия металла, из которого изготовлен распылитель. В процессе посадки иглы на неё действует сила от давления топлива и инерционные силы от подвижных масс форсунки (игла, штанга и 30% массы пружины). В момент посадки иглы на седло перепад давления топлива достигает 5 – 10 МПа. При малой площади в зоне контакта кону-

сов может произойти пластическая деформация с нарушением параллельности.

При изношенном распылителе ширина кольцевого уплотнения увеличивается (рис. 4.6, вид 2). Широкий посадочный конус с малым зазором представляет собой местное сопротивление с большим коэффициентом потерь. Топливо, проходя через длинную коническую щель, теряет энергию давления. При этом поток топлива не рассекается на отдельные участки и при малом давлении поступает к сопловым отверстиям, вытекает из них, не распадаясь на мелкие капли. Процесс сгорания топлива ухудшается, мощность двигателя снижается, увеличивается нагарообразование и токсичность выхлопных газов.

При значительном увеличении зоны контакта иглы с корпусом нарушается герметичность посадочного конуса и распылитель начинает «лить». Для обеспечения требуемой ширины посадочного конуса и его герметичности необходимо восстановить геометрию конуса корпуса распылителя. Удалить часть поверхности конуса иглы так, чтобы ширина кольцевого уплотнения была равной 0,5 – 1,0 мм и притереть уплотнение (рис. 4.6, вид 3).

Для восстановления герметичности запорного конуса распылителей форсунок разработаны стенд (рис. 4.7) и методика для притирки запорных конусов. Применение стенда позволит восстанавливать до 50% подтекающих распылителей, но с требуемым качеством распыливания [16]. Масса стенда 10 кг, габаритные размеры 50x25x20 см, напряжение питания 220 вольт, мощность двигателя 200 Вт, частота вращения выходного вала 150 – 200 мин<sup>-1</sup>. Стенд имеет цанговый патрон, в котором зажимается хвостовик иглы, позволяет восстанавливать герметичность посадочных конусов многодырчатых и штифтовых распылителей.

Стенд совершенствуется и в последнем варианте используется преобразователь частоты MIKROMASTER-410, позволяющий изменять частоту и направление вращения.

Для полного сгорания рабочей смеси и минимальной токсичности отработавших газов форсунки дизеля должны в распыленном виде подавать топливо в камеру сгорания. Плохое качество распыливания и течь топлива в запорном конусе распылителя повышает расход топлива до 10% и увеличивает выброс вредных веществ с отработавшими газами. Для контроля качества форсунок вначале проверяют углы в плане и шатре сопловых отверстий и регулируют давление начала подъема иглы, например, 22 МПа у дизеля КамАЗ-740 оцени-

вают качество распыливания на стенде типа КИ-3333. Затем снижают давление на 1–2 МПа и в зоне сопловых отверстий наблюдают образование капель топлива. Если в течение 10 секунд не образуется капля, то герметичность посадочного конуса считается удовлетворительной. Если распылитель подтекает и имеет плохую подвижность, то его восстанавливают по предлагаемой методике [16].

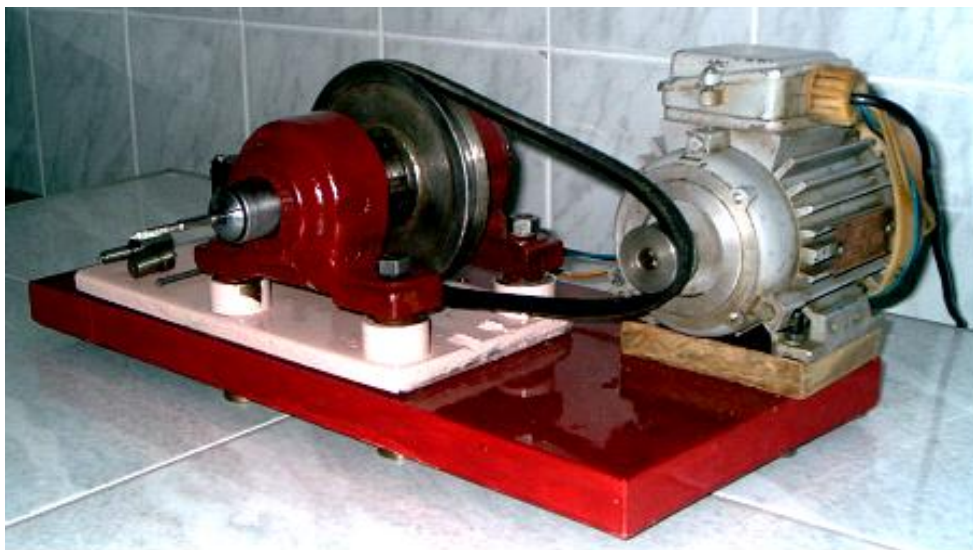


Рис. 4.7. Стенд для восстановления герметичности посадочного конуса распылителя

1. При помощи специальной оправки с посадочного конуса корпуса распылителя снимают изношенную поверхность (5–10 мкм).

2. Удаляют часть поверхности конуса иглы распылителя глубиной 0,2 – 0,3 мм на высоту 1/2 от высоты конуса (от вершины). Ширина кольца контакта конуса иглы с конусом корпуса распылителя должна быть равна 0,5 – 1,0 мм.

3. Зажимают хвостовик иглы в цанговый патрон притирочного устройства. На уплотняющую поверхность конуса наносят мелкозернистую пасту (5 – 10 мкм).

4. Соединяют корпус распылителя с иглой, включают привод стенда и при вращении вала (влево – вправо) подбивают конус иглы к конусу корпуса распылителя.

5. Проверяют подвижность иглы и с использованием мелкозернистой пасты (0,5 – 1,0 мкм) с направляющей поверхности иглы удаляют при необходимости лаковые и коксовые отложения.



6. Распылитель промывают в керосине и на стенде КИ-3333 или А-106 проверяют герметичность конуса и качество распыливания топлива.

7. При течи топлива в запорном конусе процесс притирки повторяют.

8. Проверяют ход иглы (0,2 – 0,3 мм) и при необходимости снимают часть металла с торца корпуса распылителя при помощи крупнозернистой пасты (20 – 30 мкм) с использованием притирочной плиты.

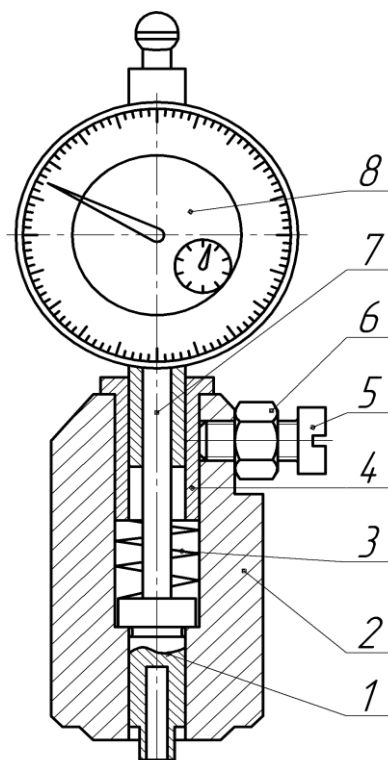
Если распылитель новый, с хорошим распыливанием, но подтекает в результате, например, прижатия твердой частицы в зоне уплотнения, то выполняют только операции 3, 4, 6.

Распылители с подрезанным конусом (КамАЗ) восстанавливают, выполняя операции 1, 3, 4, 6. Герметичность посадочного конуса штифтовых распылителей восстанавливают по методике, изложенной выше. Перед началом восстановления распылителя необходимо удалить нагар на корпусе и игле, особенно в районе штифта.

При увеличении хода иглы более допустимого значения нарушается процесс топливоподачи, повышается расход топлива. Для контроля максимального хода иглы предлагается приспособление, изображенное на рис. 4.8 [17].

Рис. 4.8. Приспособление для определения хода иглы:

- 1 – шток;
- 2 – корпус приспособления;
- 3 – пружина;
- 4 – разрезная крепежная втулка;
- 5 – винт зажимной;
- 6 – контргайка;
- 7 – подвижный шток;
- 8 – индикатор



Перед началом измерения торец штока 1 и корпуса 2 устанавливают в равное положение (например, при помощи 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 форсунки дизеля. По показанию стрелки индикатора определяют величину хода иглы. При износе опорной поверхности корпуса форсунки от ударов торца распылителя измеряют глубину деформации и суммируют ее с ходом иглы.

### ***Контрольные вопросы и задания***

- 1. Назначение и принцип работы (действия) форсунки с гидромеханическим управлением хода иглы.*
- 2. Что называют давлением начала открытия иглы распылителя форсунки, укажите его значение и единицу измерения и как оно контролируется и регулируется для форсунок с гидромеханическим управлением хода иглы?*
- 3. В каких пределах лежит величина давления начала открытия иглы у форсунки с многодырчатым распылителем?*
- 4. Устройство, гидравлическая схема и принцип работы контрольно-испытательного стенда КИ-3333 для регулировки форсунок.*
- 5. Какой главный недостаток серийного стенда КИ-3333 и как его можно устранить?*
- 6. Укажите главные причины течи топлива через посадочный конус иглы и корпуса распылителя и как контролируется герметичность посадочного конуса?*
- 7. Каким способом можно восстановить потерю герметичности посадочного конуса распылителя?*
- 8. Устройство приспособления и как с его помощью определяется ход иглы?*
- 9. Укажите основные неисправности форсунок.*

## **5. МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ ПО ИЗМЕНЕНИЮ ДАВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ В ФОРСУНКУ И ИЗМЕНЕНИЮ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИГЛЫ**

### **5.1. Задачи технической диагностики и основные термины**

**Техническая диагностика** – это область науки и техники, изучающая методы и средства определения технического состояния машин, оборудования, систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания без их разборки.

Применение методов и средств технической диагностики позволяет решить следующие технические, экономические и социальные задачи в производственной деятельности человека:

- снизить эксплуатационные расходы за счет уменьшения трудоемкости и времени ремонта оборудования;
- предупредить аварии благодаря своевременному выявлению дефектов;
- увеличить долговечность оборудования при устранении дефектов на ранних стадиях их появления;
- уменьшить количество обслуживающего персонала;
- повысить производительность труда, оптимизировать количество запасных частей, узлов за счет прогнозирования отказов.

Применительно к средствам оценки технического состояния машин можно выделить три основных типа задач: контроль измеряемых параметров; идентификация (признание тождественности) неисправности машин и оборудования; прогноз изменения их технического состояния.

При техническом контроле машин и оборудования достаточно иметь информацию о величинах измеряемых параметров и зонах их допустимых отклонений. Более совершенной степенью контроля является мониторинг контролируемых параметров, для которого необходима дополнительная информация о тенденциях изменения во времени измеряемых параметров.

В процессе диагностирования необходимо правильно понимать термины, при помощи которых оценивается состояние объекта (исправное состояние, повреждение, отказ). Ниже приводятся основные свойства, состояния, события, наработки объекта для оценки его технического состояния [18].

**Надежность** – свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах.

**Безотказность** – свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение определенного времени.

**Долговечность** – свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

**Исправное состояние** – состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям нормативно-технической документации.

**Предельное состояние** – состояние объекта, при котором его дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна.

**Неисправность или повреждение** – событие, заключающееся в нарушении исправного состояния объекта при сохранении работоспособности.

**Отказ** – событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта, исключающее возможность его дальнейшего функционирования.

**Ресурс** – суммарная наработка объекта от начала его эксплуатации до перехода в предельное состояние.

**Остаточный ресурс** – суммарная наработка объекта от момента контроля (диагностирования) его технического состояния до перехода в предельное.

При **идентификации** неисправностей машин требуется больший объем и анализ информации. При этом необходимо определить место возникновения дефекта и оценить степень его развития.

Наиболее сложной задачей является прогноз изменения технического состояния, позволяющий определить остаточный ресурс.

Под термином «мониторинг технического состояния» понимается весь комплекс процедур оценки состояния машин или оборудования:

- защита от внезапных повреждений (поломок);
- предупреждение об изменении технического состояния;
- обнаружение дефектов на ранних стадиях эксплуатации (зарождающихся дефектов), определение места их появления, вида и степени развития;
- прогноз изменения технического состояния оборудования.

Суть технической диагностики определяют оценка и прогноз состояния объекта по результатам прямых или косвенных измерений параметров состояния или диагностических параметров. Значение диагностического параметра не дает оценки технического состояния объекта. Необходимо знать не только фактическое состояние объекта  $D_{фак}$ , но и эталонное (нормативно-техническое значение)  $D_{эт}$ . Разность между фактическим и эталонным значениями диагностических параметров называется диагностическим симптомом.

$$\Delta = D_{фак} - D_{эт}. \quad (5.1)$$

Оценка технического состояния объекта определяется величиной отклонения фактических значений его параметров от эталонных (контрольных) значений. Любая система технической диагностики работает на принципе анализа отклонений и сравнения с допустимыми нормативно-техническими или конструкторскими параметрами объекта (двигателя, его механизмов и систем). Степень достоверности и точность диагноза технического состояния объекта зависят от применяемой методики, аппаратуры и ее погрешности.

Любой механизм или систему подачи топлива можно рассматривать как техническую систему, предназначенную для выполнения заданных функций.

Множество возможных технических состояний системы топливоподачи возможно разбить (рис. 5.1) на четыре подмножества: топливная система исправна  $T_u$ , неисправна  $T_{ни}$ , работоспособна  $T_p$ , неработоспособна  $T_{нр}$ .

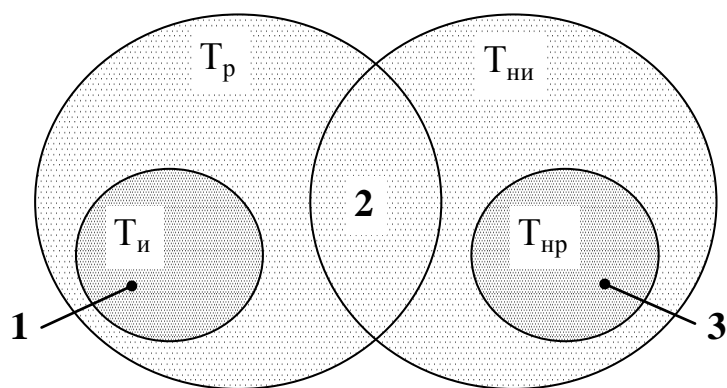


Рис. 5.1. Разбиение множеств технических состояний системы:

- 1 – топливная система исправна и работоспособна;
- 2 – топливная система неисправна, но работоспособна;
- 3 – топливная система неисправна и неработоспособна

Между этими подмножествами существуют следующие соотношения: подмножество  $T_u$  входит составной частью в подмножество

$T_p$ , а подмножество  $T_{nr}$  входит составной частью в подмножество  $T_{ни}$ . Подмножества  $T_p$  и  $T_{ни}$  пересекаются и имеют общую часть, а подмножества  $T_p$  и  $T_{nr}$ ,  $T_u$  и  $T_{ни}$  не пересекаются, то есть несовместны. Следовательно, функциональные блоки системы могут находиться в одном из трех основных состояний: исправен и работоспособен; неисправен, но работоспособен; неисправен и неработоспособен [19].

**Эталонное** (контрольное) значение параметра – значение исправного состояния объекта, при котором он соответствует всем требованиям нормативно-технической или конструкторской документации и может выполнять на требуемом уровне возложенные на него функции.

**Диагностический сигнал** – контролируемая характеристика объекта, используемая для выявления диагностических признаков. По диагностическому сигналу может классифицироваться вид мониторинга (контроля) и диагностика (вибрационная, акустическая, тепловая, газодинамическая, электрическая).

**Диагностический признак** – свойство объекта, качественно отражающее его состояние, в том числе появление каких-либо неисправностей.

**Диагностическая система** – совокупность аппаратных и программных средств для измерения, обработки и интерпретации диагностического сигнала. Система может состоять из датчиков, измерительных приборов, усиливающей и регистрирующей аппаратуры, набора правил, методик, программ.

**Диагностический эксперимент** – испытание объекта диагностики с целью получения необходимой информации для определения его состояния. Диагностирование может выполняться в мастерских и в условиях эксплуатации.

## 5.2. Классификация диагностических систем

Диагностические системы характеризуются большим разнообразием технических средств измерения и обработкой сигнала, а также методов и правил решения диагностических задач. Классификация диагностических систем представлена на рис. 5.2 [18].

Методы функционального диагностирования предусматривают получение данных о техническом состоянии двигателя и его узлов без его разборки и вывода из эксплуатации. Существуют следующие методы функционального диагностирования в зависимости от измеряе-

мой величины на основе анализа: рабочего процесса по индикаторной диаграмме; пропусков воспламенения топлива в цилиндрах; виброакустических, тензометрических колебаний протекающих процессов в системах дизеля; химического состава отработавших газов; неравномерности частоты вращения коленчатого вала дизеля.



Рис. 5.2. Классификация диагностических систем

Метод диагностирования на основе анализа параметров рабочего процесса используется для комплексной и локальной (местной) оценки технического состояния двигателя. Методика основана на сравнении фактических показателей работы двигателя с заранее известными неисправностями (отказами) или эталонными (контрольными) значениями параметров.

Анализ неисправностей двигателя показывает, что наиболее частые отказы имеют системы подачи топлива (насосы высокого давления, форсунки), механизмы газораспределения и детали цилиндропоршневой группы. Неисправности указанных систем ДВС могут развиваться постепенно (износ) или мгновенно. Их появление приводит к ухудшению показателей работы двигателя – повышению расхода топлива, снижению мощности, повышению токсичности отработавших газов. Таким образом, возникновение указанных неисправностей отражается на ухудшении рабочего процесса двигателя. По этой

причине контроль протекания рабочего процесса эффективен для прогнозирования технического состояния систем двигателя.

Вид диагностического сигнала может быть получен с использованием датчиков акустических, вибрационных, тепловых, газодинамических, оптических, тензометрических, пьезокварцевых.

Уровень автоматизации может быть экспертным и автоматическим. Диагностическое оборудование может быть переносным и встроенным, а вид диагностического эксперимента – тестовый или функциональный.

В зависимости от степени автоматизации решение о техническом состоянии объекта принимает эксперт или компьютерная программа.

Система, состоящая из топливного насоса высокого давления, нагнетательного трубопровода и форсунки, относится к числу важнейших агрегатов дизеля. По данным отечественных и зарубежных исследователей, до 30% неисправностей дизеля связано с отказом топливной системы.

Основными неисправностями форсунки является износ прецизионной пары «игла – корпус распылителя», уменьшение начального давления открытия, образование кокса в сопловых отверстиях, зависание иглы.

В процессе эксплуатации прецизионные детали форсунки подвергаются износу, что увеличивает утечки топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя форсунки. Наличие утечек отрицательно влияет на впрыск топлива, особенно для режимов малых цикловых подач и частот вращения коленчатого вала двигателя.

Одним из основных недостатков форсунки является уменьшение начального давления открытия иглы. Это приводит к увеличению продолжительности впрыска и цикловой подачи, ухудшению качества распыливания топлива, снижению экономичности дизеля, закоксовыванию сопловых отверстий, токсичности отработавших газов.

Известно, что распылители с малым диаметральной зазором часто приводят к зависанию иглы, которое происходит из-за тепловой деформации корпуса распылителя либо деформации от крепления распылителя к корпусу форсунки. Техническое состояние форсунки обычно проверяется при помощи прибора КИ-3333 или стенда А-106 после демонтажа ее с двигателя.

В табл. 5.1 показано влияние конструктивных и регулировочных параметров форсунки тепловозного дизеля 16 ЧН 26/26 на ее состоя-



ние – исправное, неисправное или отказ. Для исправного состояния конструктивные и регулировочные параметры форсунки должны соответствовать нормативно-техническим значениям с учетом допуска.

Таблица 5.1

**Влияние конструктивных и регулировочных параметров форсунки на её состояние**

Диагностируемый параметр ТА	Состояние форсунки		
	исправное	неисправное	отказ
1. Износ пары «игла – корпус распылителя». Начальный диаметральный зазор 2 – 4 мкм	Начальный зазор плюс 3 мкм	Зазор более 8 мкм	Зазор более 10 мкм
2. Нарушение герметичности посадочного конуса распылителя. Регулируют форсунку на давление открытия иглы (например, 34 МПа). Снижают давление до 30 МПа и в течение 10 с наблюдают за носиком распылителя	Сухой носик распылителя	Увлажнение носика распылителя	Образование капель на носике распылителя
3. Зависание иглы распылителя	Подвижная игла	Потеря подвижности	Игла неподвижная
4. Снижение давления начала открытия иглы от нормативного значения, например, 34 МПа	Нормативное значение	Снижение давления на 20%	Снижение давления более чем на 20%
5. Уменьшение эффективного сечения распылителя. Нормативное значение, например, 0,86 мм <sup>2</sup>	Нормативное значение	Уменьшилось на 15%	Уменьшилось более чем на 30%
6. Дополнительный впрыск топлива	Один впрыск	Два впрыска	Два впрыска
7. Увеличение максимального хода иглы. Начальное нормативное значение, например, 0,75 мм	Нормативное значение	Увеличение на 50%	Более чем на 70%

В настоящее время важное место в системе обслуживания машин без ее разборки получило техническое диагностирование. Определение состояния машины и прогноз дальнейших изменений ее параметров составляет задачу диагностики, которая позволяет оценить состояние машины в данный момент, установить, исправна или неисправна она, какие ее узлы, сопряжения и детали нуждаются в техническом обслуживании или замене.

В качестве носителя информации о техническом состоянии форсунки принято изменение давления топлива в нагнетательном трубопроводе или хода иглы. Любое изменение параметров форсунки будет влиять на величину и характер изменения давления в трубопроводе в момент впрыска и в период между впрысками. Для регистрации давления использовался мембранный тензOMETрический датчик. Наиболее точную информацию о состоянии форсунки датчик определяет при установке его на входе в форсунку.

### **5.3. Диагностирование топливной аппаратуры с использованием накладного пьезоэлектрического датчика давления**

Для определения различных неисправностей форсунки необходим такой режим работы, при котором анализ осциллограммы давления топлива на входе в форсунку давал бы однозначный ответ. Кроме того, на больших цикловых подачах и частотах вращения вала двигателя увеличение диаметрального зазора выше предельного незначительно влияет на изменение давления в трубопроводе. Однако на малых частотах вращения вала насоса  $n_n$  увеличение зазора в распылителе значительно уменьшает давление в трубопроводе, ухудшая впрыск топлива.

При разработке диагностических систем дизельных двигателей основное внимание уделяется работе топливной аппаратуры (ТА). Настройкой ТА определяются важнейшие характеристики процесса сгорания топлива – момент воспламенения топлива в цилиндре и качество его последующего сгорания.

Современное состояние системы ремонта двигателей внутреннего сгорания предъявляет свои требования к диагностическим системам. В первую очередь, это универсальность диагностического оборудования, применяемость к различным типам двигателей. Во-вторых, это возможность выполнения диагностических работ в усло-

виях эксплуатации на частичных режимах работы двигателя или даже на холостом ходу.

Эффективность работы двигателя в основном зависит от состояния ТА. Техническое состояние ТА можно определить по анализу давления в топливопроводе и хода иглы распылителя форсунки.

Диагностирование ТА проводят следующими методами:

1. Осциллографируют процесс подачи топлива, фиксируя импульс давления в топливопроводе. Полученную диаграмму сравнивают с эталонной (контрольной) диаграммой и определяют техническое состояние ТА.

2. Опытную диаграмму сравнивают с набором диаграмм, полученных с заведомо известными характерными неисправностями (например, потеря подвижности иглы распылителя). Эффективность данного метода диагностики зависит от набора имеющихся в базе данных диаграмм с известными неисправностями и сравнения их при помощи ЭВМ с контрольной диаграммой.

3. Сравнивают опытную характеристику подачи топлива с расчетной характеристикой.

Неисправности топливной аппаратуры рекомендуется определять при помощи зажимного (съёмного) датчика [18], «пьезоплётка» 8 которого (рис. 5.3) при помощи специального устройства прижимается к цилиндрической поверхности трубопровода высокого давления 7. Плёнка датчика обладает пьезоэлектрическими свойствами. Такие свойства имеют, например фторсодержащие полимерные плёнки. Обе поверхности плёнки металлизуются для возможности съёма разности потенциалов.

При радиальной деформации трубки (до 0,001 мм) изменяется сопротивление «пьезоплётки», а при помощи усиливающей и регистрирующей аппаратуры фиксируется импульс давления, по анализу которого определяется состояние насоса высокого давления и форсунки. В качестве отрицательного электрода используется трубопровод 7, который связан электрически с внутренней поверхностью через медную фольгу 5. Наружная поверхность плёнки связана со штырьковой клеммой при помощи электрода 4.

Датчик давления зажимной выпускает австрийская фирма AVL с рычажным или с винтовым креплением. Размер внутренней полости датчика должен обязательно соответствовать значению наружного диаметра трубопровода (6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 мм).

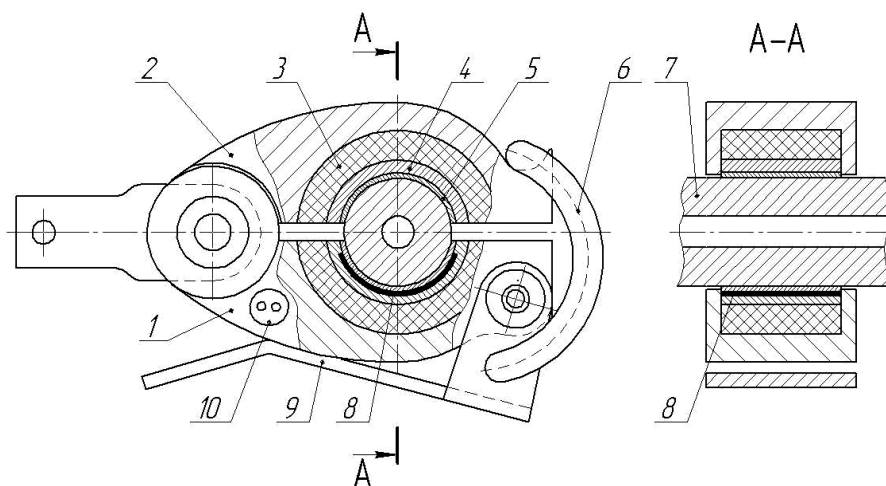


Рис. 5.3. Датчик давления съемный (зажимной):  
 1 – неподвижный корпус датчика; 2 – подвижный корпус датчика;  
 3 – упругий элемент; 4 – наружный электрод; 5 – внутренний электрод  
 (медная фольга); 6 – петля; 7 – трубопровод; 8 – «пьезоплёнка»;  
 9 – ручка прижимного устройства; 10 – гнездо датчика

#### 5.4. Последовательность диагностирования по изменению давления топлива на входе в форсунку

Для проведения диагностики по изменению давления был предложен контрольный режим работы топливной аппаратуры дизеля Д-440 с цикловой подачей  $q_{ц}$  на номинальном режиме и на малой частоте вращения вала насоса ( $q_{ц} = 100 \text{ мм}^3$ ,  $n_n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ). Форсунка была отрегулирована на начальное давление открытия иглы 18 МПа.

Вид неисправности форсунки определялся сравнительным способом по изменению характерных точек и участков на диаграмме давления. Для этого были сняты осциллограммы (импульсы давления) с известными неисправностями форсунки.

1.1. На режиме малых частот и цикловых подач, близких к номинальной для топливной аппаратуры, с параметрами, которые соответствуют требованиям завода-изготовителя, датчиком фиксируют эталонный (контрольный) импульс давления с пояснением характерных точек и участков [20].

1.2. Для каждого вида возможных неисправностей (снижение давления открытия иглы, образование кокса в сопловых отверстиях, потеря подвижности иглы, увеличение зазора между иглой и направляющей) фиксируется измененный (нарушенный) импульс давления.

1.3. Полученный импульс давления сравнивается с эталонным, если он изменен, то путем сравнения (используется программное обеспечение) с заранее снятыми осциллограммами определяется вид неисправности.

На контрольном режиме для исправной топливной аппаратуры была снята эталонная осциллограмма (рис. 5.4), имеющая характерные точки и участки. Для анализа импульса давления топлива в трубопроводе  $P_\phi$  на осциллограмме имеется шкала давления, линия атмосферного давления  $P_0$ , отметка времени 0,002 с.

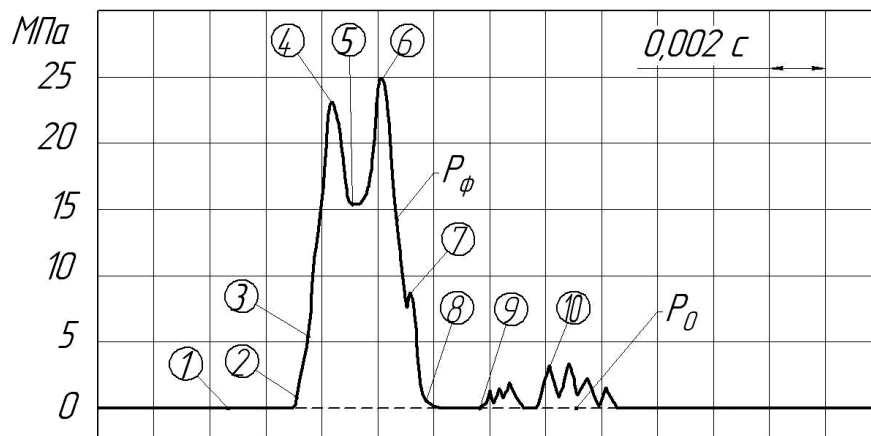


Рис. 5.4. Эталонный импульс давления топлива у форсунки  $P_\phi$  и линия атмосферного давления  $P_0$

На эталонном импульсе давления выделим характерные точки и участки: 1 — остаточное давление в трубопроводе, измеренное относительно нулевой линии; 2 — начало роста давления на входе в форсунку; 3 — пауза роста давления вследствие поднятия нагнетательного клапана; 4-5 — падение давления в результате подъема иглы форсунки; 5-6 — продолжение процесса впрыска; 7 — начало посадки иглы на седло; 8 — прекращение понижения давления; 2-8 — период превышения давления в трубопроводе над остаточным давлением  $P_0$ ; 8-9 — расстояние между прямой и отраженной волнами давления топлива; 10 — колебания отраженной волны.

На рис. 5.5 и 5.6 приведены импульсы давления топлива при снижении давления начала открытия иглы форсунки на 20 и 40%. Для данной неисправности характерным являются уменьшение максимального давления в трубопроводе (22 и 19 МПа вместо 25 МПа), увеличение расстояния между прямой и отраженной волнами, снижение амплитуды отраженной волны.

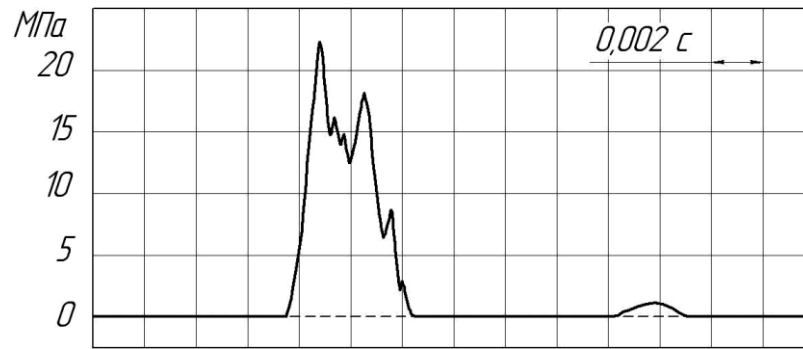


Рис. 5.5. Снижение давления открытия иглы на 20%

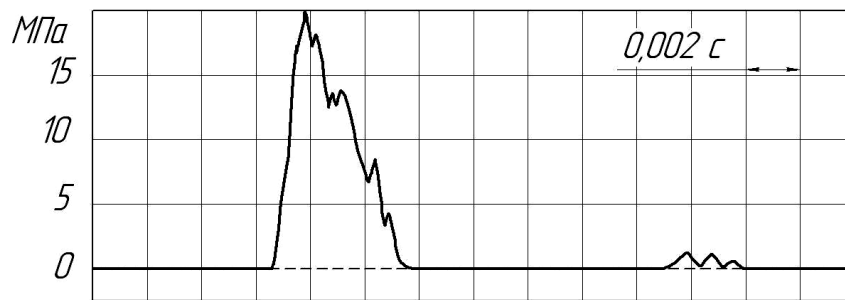


Рис. 5.6. Снижение давления открытия иглы на 40%

Для форсунки с заклиненной иглой распылителя (рис. 5.7) неисправность характеризуется малым давлением в трубопроводе (16 МПа), уменьшением участка 2-8, отсутствием отраженной волны. Игла может зависнуть в начале, середине или в конце подъёма, и форсунка работает как открытая. В полость форсунки проникают газы из цилиндра, способствуя образованию коксовых отложений.

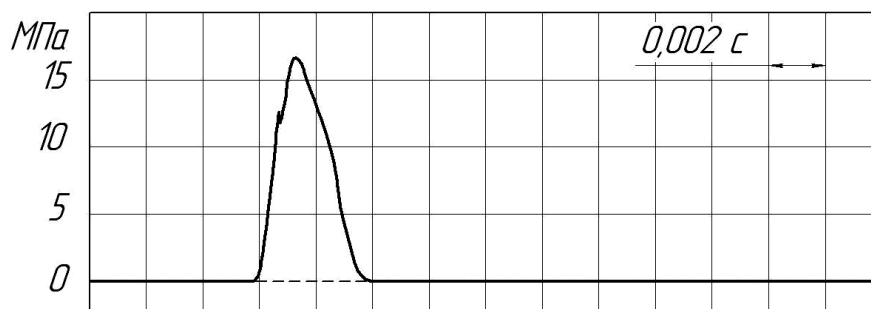


Рис. 5.7. Зависание иглы форсунки при максимальном ее подъёме

У форсунки с закоксованным отверстием распылителя (рис. 5.8) характерным является наличие двух отражённых волн. Давление в трубопроводе увеличивается, удлиняется участок 2-8, возрастает ве-

личина остаточного давления, уменьшается проходное сечение распылителя, что приводит к увеличению продолжительности впрыска, понижению подачи топлива, уменьшению мощности и экономичности двигателя.

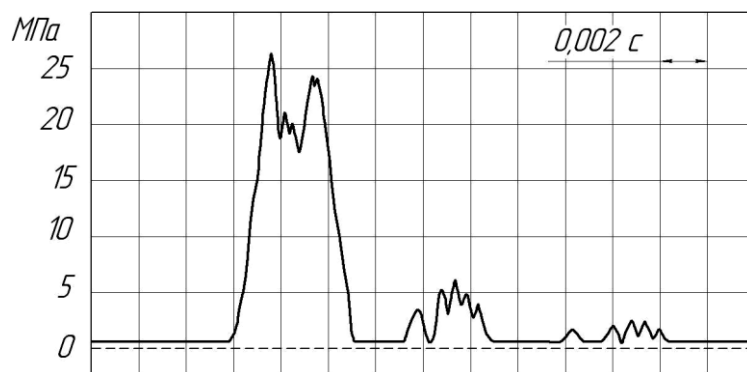


Рис. 5.8. Изменение давления у форсунки с закоксованным отверстием распылителя

У форсунки с диаметральной зазором распылителя 20 мкм (предельно допустимый 12 мкм) максимальное давление в трубопроводе уменьшается на 2 – 3 МПа, отраженная волна не имеет своеобразных пиков (рис. 5.9).

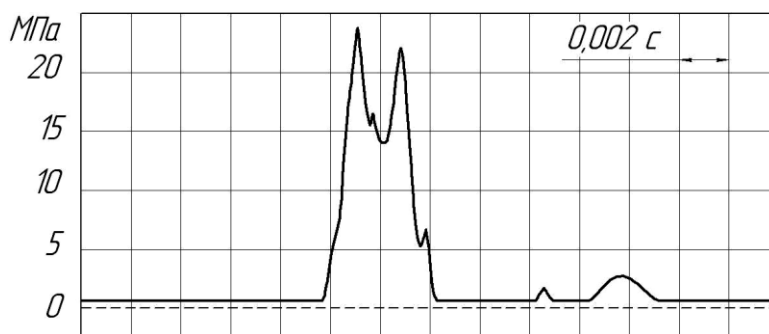


Рис. 5.9. Изменение давления при диаметральной зазоре в распылителе 20 мкм

**Таким образом, имея эталонную осциллограмму давления для исправной форсунки и набор осциллограмм с характерными неисправностями, сравнительным способом определяется вид неисправности. Для этого компьютер (электронный блок) сравнивает реальные осциллограммы давления на входе в форсунку, полученные в процессе диагностирования, с эталонной (контрольной) осциллограммой и определяет вид неисправности.**

У топливной аппаратуры тепловозных и судовых двигателей с высоким остаточным давлением процесс подачи топлива протекает с некоторыми отличиями, чем у систем автотракторных двигателей с малым остаточным давлением или разрежением.

На рис. 5.10 приведена осциллограмма давления на входе в форсунку и перемещения иглы тепловозного двухтактного дизеля 2Д100, работающего на номинальном режиме при частоте вращения вала  $850 \text{ мин}^{-1}$  (мощность 1470 кВт) [21]. На осциллограммах дополнительно указаны характерные точки, по расположению которых по горизонтали и вертикали определяется состояние ТА.

По анализу осциллограммы хода иглы можно дополнительно определить состояние форсунки и насоса высокого давления. Движение иглы может быть зафиксировано при помощи индуктивного датчика, расположенного между распылителем и корпусом форсунки, а также датчиком давления, установленным в линии слива утечек [14].

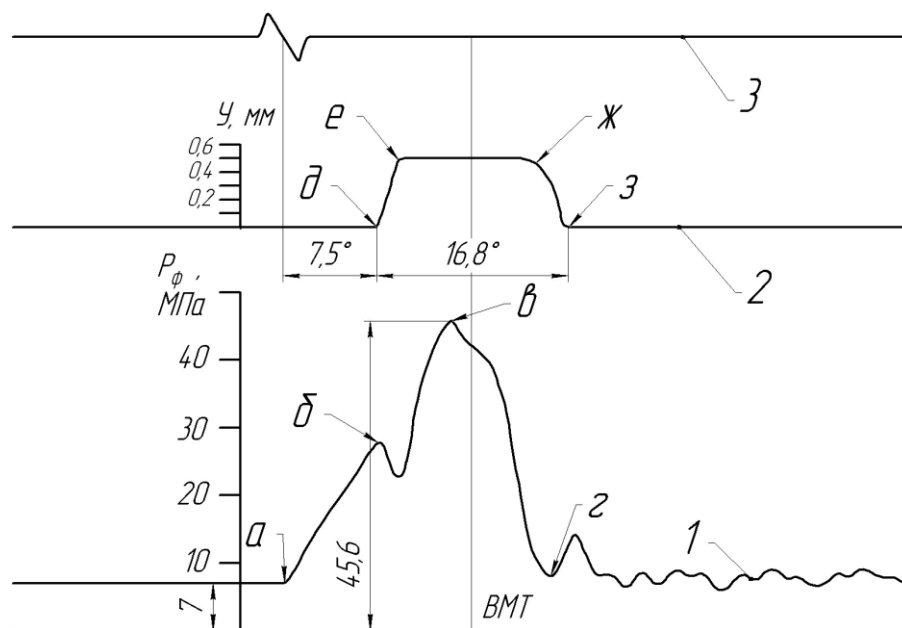


Рис. 5.10. Осциллограммы изменения давления у форсунки и перемещения иглы тепловозного дизеля 2Д100 при работе с частотой вращения коленчатого вала  $850 \text{ мин}^{-1}$  и цикловой подачей одной форсунки  $400 \text{ мм}^3$ : 1 – давление на входе в форсунку; 2 – перемещение иглы форсунки; 3 – отметка геометрического начала подачи топлива

По приведенным осциллограммам и указанным характерным точкам можно оценить настройку ТА и качество ее работы. По положению точки *a* определяют остаточное давление (7 МПа) и начало



резкого повышения давления. По точке *б* оценивают момент и динамическое давление начала открытия иглы (26 МПа). Статическое давление начала открытия иглы 21 МПа. На осциллограмме хода иглы это точка *д*, по ней определяют угол начала впрыска относительно отметки геометрического начала подачи ( $7,5^0$ ). Впрыск топлива в цилиндр двигателя начинается за  $8,5^0$  до ВМТ поршня. Угол наклона линии давления на участке (*а–б*) позволяет оценить скорость нарастания давления, которая зависит в основном от износа плунжерной пары и направляющей распылителя.

В точке *в* с учетом масштаба давления определяют максимальную величину импульса (45,6 МПа). В точке *г* оценивают величину давления топлива, при котором осуществляется посадка иглы на седло. Момент посадки иглы точнее определяется по точке *з*. Продолжительность впрыска ( $16,8^0$  поворота кулачкового вала) определяется по расстоянию от точки *д* до точки *з*. В точке *е* игла достигает упора, что позволяет определить максимальный ее ход (0,5 мм). На участках (*д–е*) и (*ж–з*) определяется скорость подъема и посадки иглы.

**Таким образом, по расположению характерных точек на диаграммах давления топлива и движения иглы (по вертикали и горизонтали) определяется состояние насоса, форсунки и возможные их неисправности.**

### **5.5. Устройство, принцип работы и регулировка топливной аппаратуры тепловозного дизеля 16ЧН 26/26**

Топливный насос дизеля 16ЧН 26/26 (рис. 5.11) соединяется при помощи трубопровода высокого давления с форсункой и служит для подачи топлива в камеру сгорания под давлением (60 – 80 МПа). Насос состоит из корпуса 5, в котором расположена плунжерная пара, нагнетательный клапан 12, прижатый при помощи штуцера 13 к поверхности втулки плунжерной пары. Насос устанавливается на направляющей втулке 2 и закрепляется при помощи шпилек и гаек.

Во втулке плунжерной пары имеются два отверстия *Ж* для подвода и отсечки топлива. На плунжере диаметром 17 мм имеются верхняя и нижняя наклонные отсечные кромки *е*, обеспечивающие регулировку (изменение) количества подаваемого топлива в цилиндр за цикл путем поворота плунжера. Данный способ регулирования количества топлива называется отсечкой в конце подачи.

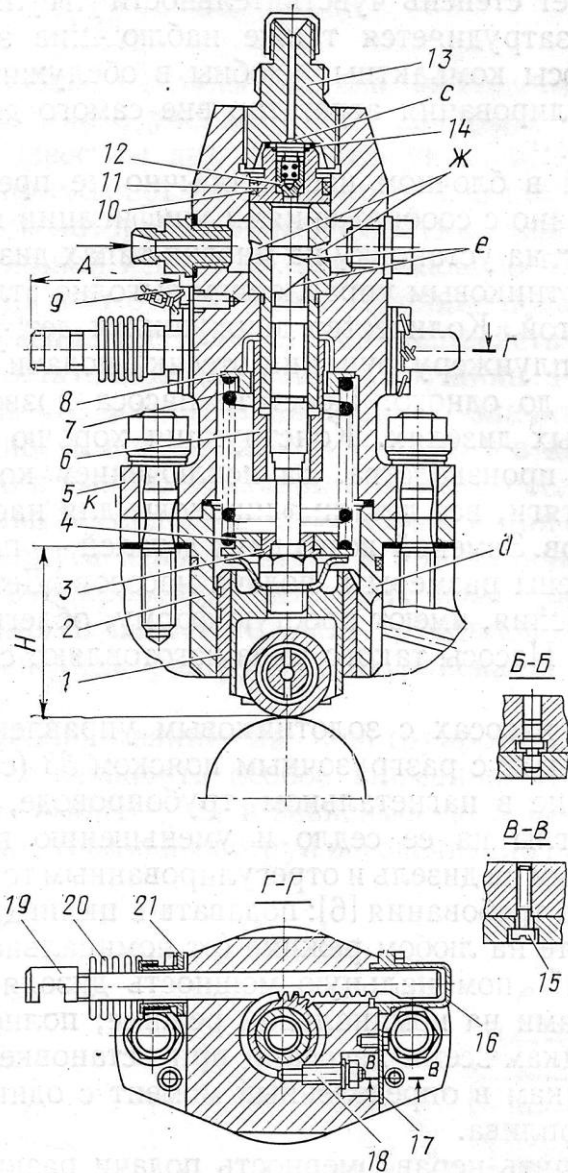


Рис. 5.11. Топливный насос высокого давления дизеля 16ЧН 26/26:  
 1 – втулка; 2 – втулка направляющая; 3 – тарелка; 4 – тарелка нижняя;  
 5 – корпус насоса; 6 – венец зубчатый; 7 – пружина возвратная; 8 – тарелка  
 верхняя; 9 – болт; 10 – кольцо уплотнительное; 11 – седло клапана;  
 12 – клапан нагнетательный; 13 – штуцер нажимной; 14 – прокладка;  
 15, 18 – винты; 16, 17 – крышки; 19 – рейка зубчатая; 20 – колпак;  
 21 – штифт; А и Н – установочные размеры; К – поверхность для  
 маркировки толщины прокладок; с – полость высокого давления;  
 Ж – полость низкого давления; е – кромки плунжера отсечные;  
 д – отверстие для слива масла

При поступательном движении зубчатой рейки 19 поворачивается зубчатый сектор вместе с плунжером, уменьшая или увеличивая

подачу топлива. Геометрический ход плунжера остается постоянным (например, 22 мм), а геометрический при повороте плунжера изменяется (например, от 0 до 8 мм).

Максимальный выход рейки 19, замеряемый от торца рейки до болта 9 (размер *A*), ограничивается винтом 18.

Чтобы исключить неравномерность подачи топлива разными насосами (с одинаковым выходом регулирующих реек), в процессе предварительной регулировки насосов на безмоторном стенде для каждого насоса снимается зависимость подачи топлива от положения рейки. По величине подачи топлива на режиме холостого хода насосы разделяют на три группы. На дизель разрешается постановка насосов только одной группы.

Для устранения утечек топлива из полости высокого давления через диаметральный зазор между плунжером и втулкой (2 – 10 мкм) на цилиндрической поверхности плунжера имеется широкая проточка. В объеме данной проточки скапливаются утечки топлива. Во втулке плунжера имеется отверстие, которое соединяет проточку с отсечным отверстием. В момент отсечки топлива скорость в отсечном отверстии резко увеличивается, а давление уменьшается. За счет разности давлений в полости проточки и отсечном канале утечки топлива отводятся в линию низкого давления (0,3 – 0,6 МПа). Данное конструктивное решение исключает просачивание топлива в масляную систему в результате потери плотности плунжерной пары.

Прокладками, которые расположены между втулкой направляющей 2 и корпусом двигателя, регулируют равномерность угла опережения подачи топлива (начало подачи относительно ВМТ) по цилиндрам в пределах  $\pm 0,5$  мм. При этом необходимо, чтобы зазор между плунжером и седлом нагнетательного клапана при верхнем положении плунжера был одинаковым и равным у всех насосов  $2 \pm 0,1$  мм [27].

Регулировка насоса по подаче топлива производится на специальном стенде с эталонной форсункой и форсуночной трубкой.

На рис. 5.12 показана форсунка тепловозного двигателя 16ЧН 26/26 в сборе. Сопловый наконечник 1 съемный, число сопловых отверстий 9, а их диаметр равен 0,39 мм. Диаметр иглы 8 мм. Диаметральный зазор между иглой и корпусом распылителя 2 – 4 мкм. Давление начала открытия иглы равно 34,4 МПа и регулируется изменением усилия пружины 9 винтом 11. Утечки топлива из форсунки отводятся при помощи трубопровода 14.

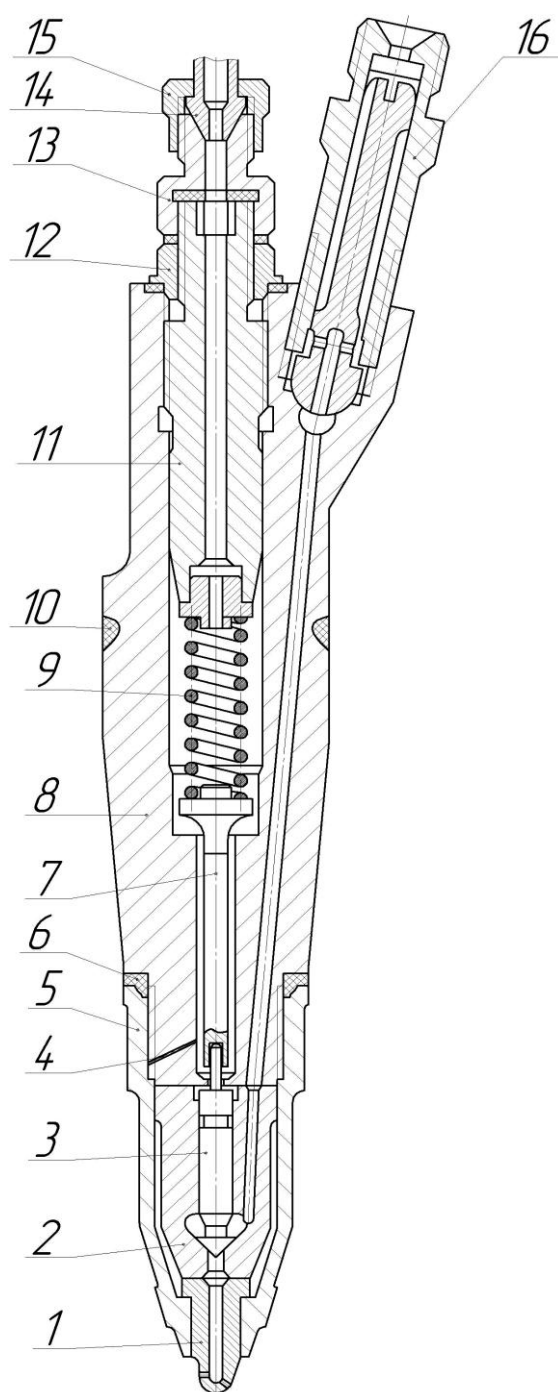


Рис. 5.12. Форсунка двигателя 16ЧН 26/26:

1 – сопловой наконечник; 2 – корпус распылителя; 3 – игла;  
 4 – канал; 5 – накидная гайка; 6, 10 – уплотнительные кольца;  
 7 – штанга; 8 – корпус форсунки; 9 – пружина; 11 – регулировочный  
 винт; 12 – контргайка; 13 – штуцер; 14 – трубопровод  
 отвода утечек; 15 – гайка; 16 – штуцер подвода топлива

## 5.6. Последовательность диагностирования по анализу движения иглы

1. Для топливной аппаратуры, параметры которой соответствуют требованиям завода-изготовителя, на режиме номинальной мощности фиксируется движение иглы распылителя форсунки с пояснением характерных точек и участков [21].

2. Для возможных неисправностей, встречающихся в эксплуатации (изменение угла опережения впрыска топлива, продолжительности впрыска, скорости подъема и посадки иглы, появление дополнительных впрысков, зависание иглы), фиксируется движение иглы.

3. Ход иглы, определенный в текущий период эксплуатации дизеля, сравнивают с контрольным ходом. Если он изменен, то путем сравнения с заранее снятыми осциллограммами движения иглы с нарушениями процесса впрыска определяется вид неисправности.

На рис. 5.13 показаны характерные неисправности топливной аппаратуры тепловозного дизеля 16ЧН 26/26, определяемые по анализу движения иглы [21].

Эталонная (контрольная) осциллограмма движения иглы форсунки дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала приведена на рис. 5.13, а. Подача топлива начинается в точке 1 за  $10^0$  до ВМТ поршня. По анализу положения данной точки определяют правильность установки угла опережения впрыска.

На рис. 5.13, б показаны осциллограммы с ранним (линия 1'-2') и поздним (линия 1''-2'') впрыском топлива. Поздний впрыск возможен при износе плунжерной пары и увеличении зазора между иглой и корпусом распылителя.

На рис. 5.13, в приведено движение иглы при различных скоростях подъема и посадки её на седло. Увеличение скорости подъема иглы (линия 1-2') происходит в результате повышения цикловой подачи, вязкости топлива и закоксовывания сопловых отверстий распылителя форсунки.

На рис. 5.13, г показано движение иглы с дополнительным впрыском топлива, который приводит к увеличению расхода топлива, токсичности отработавших газов, закоксовыванию сопловых отверстий.

На рис. 5.13, д приведена осциллограмма при «зависании» иглы форсунки. Форсунка работает как открытая, с проникновением цилиндрических газов в полость распылителя и образованием кокса в со-

пловых отверстиях. Распыливание топлива ухудшается, увеличивается угол опережения впрыска топлива, процесс сгорания протекает с образованием дыма, расход топлива увеличивается.

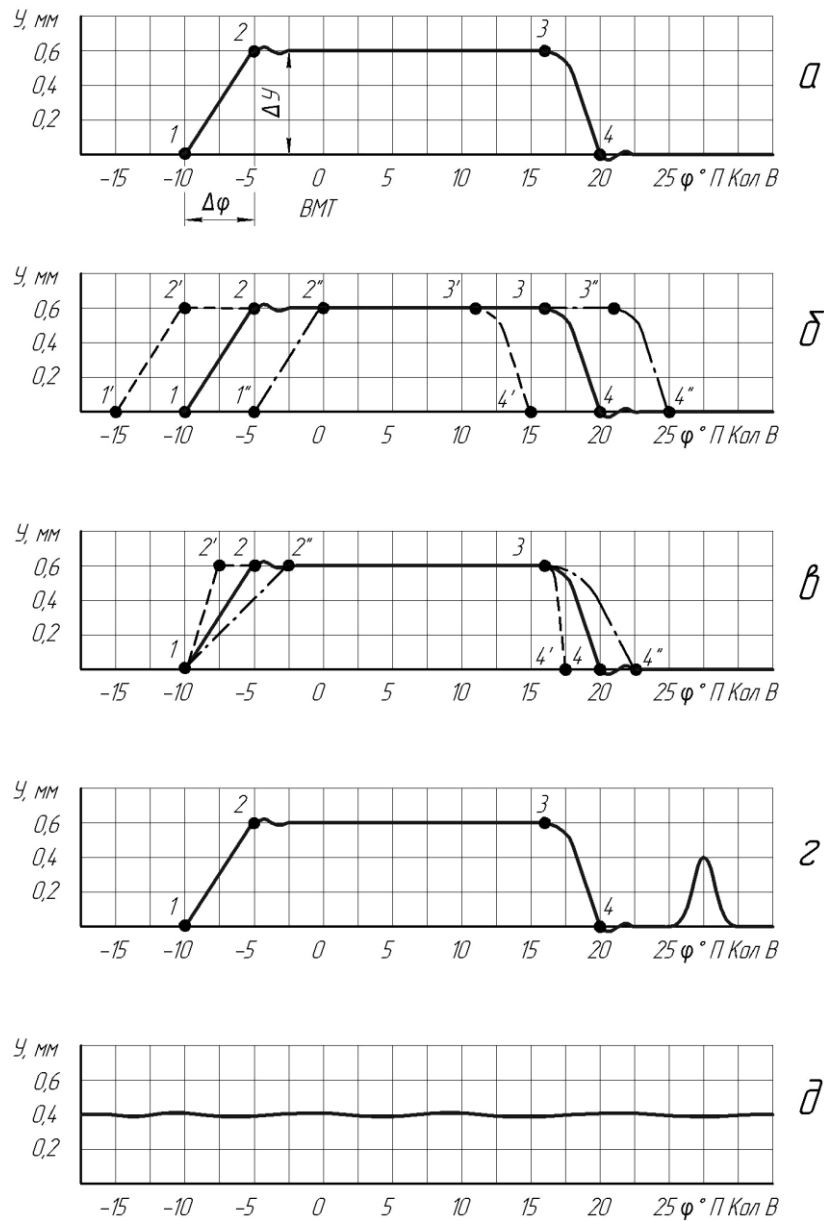


Рис. 5.13. Основные неисправности форсунки, определяемые по анализу движения иглы: *a* – эталонная осциллограмма движения иглы; точка 1 – начало подъема, 2 – достижение упора, 3 – начало посадки иглы, 4 – посадка на седло, 1 – 4 продолжительность впрыска; *б* – ранний ( $-15^{\circ}$ ) и поздний ( $-5^{\circ}$ ) впрыск топлива; *в* – активный подъем иглы (1 – 2'), вялый подъем иглы (1 – 2''), активная посадка иглы на седло (3 – 4'), вялая посадка иглы на седло (3 – 4''); *г* – дополни – тельный впрыск топлива; *д* – зависание иглы

На рис. 5.14 показана верхняя часть форсунки тепловозного двигателя 16ЧН 26/26 с датчиком давления, которым можно записывать ход иглы [14].

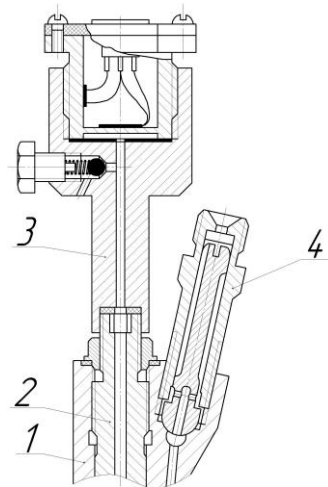


Рис. 5.14. Установка датчика давления на форсунке дизеля 16ЧН 26/26: 1 – корпус форсунки; 2 – регулировочный винт; 3 – датчик давления; 4 – штуцер

На рис. 5.15 показан индуктивный датчик, который также может быть использован для записи хода иглы и самодиагностики топливной аппаратуры.

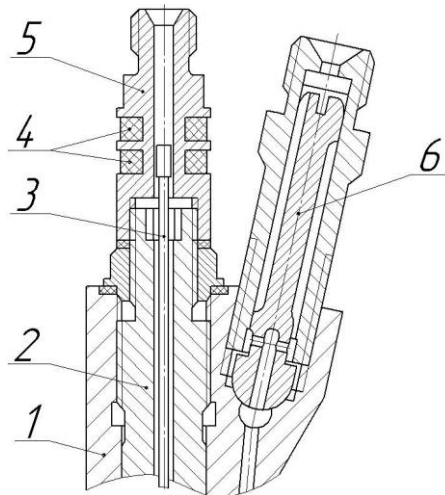


Рис. 5.15. Верхняя часть форсунки дизеля 16ЧН 26/26 с датчиком индуктивного типа для записи хода иглы: 1 – корпус форсунки; 2 – винт регулировочный; 3 – шток; 4 – катушки; 5 – корпус датчика; 6 – штуцер

По анализу перемещения иглы распылителя можно определить техническое состояние насоса высокого давления и форсунки.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. *Что называют технической диагностикой, ее задачи?*
2. *Что такое исправное, неисправное состояние и отказ системы?*
3. *Что называют контрольным (эталонным) значением диагностируемого параметра?*
4. *В чем заключается методика диагностирования путем сравнения реальной диаграммы давления топлива на входе в форсунку или перемещения иглы распылителя форсунки с контрольной (эталонной) диаграммой?*
5. *Как устроен съемный датчик и принцип его работы с «пьезо пленкой» для записи импульса давления топлива в трубопроводе?*
6. *Укажите особенности диагностирования топливной аппаратуры по изменению давления на входе в форсунку.*
7. *Укажите особенности диагностирования топливной аппаратуры по изменению движения (хода) иглы распылителя форсунки.*
8. *Как в процессе диагностирования определяют состояние топливной аппаратуры, когда оно исправное, неисправное или соответствует отказу?*
9. *Принцип работы форсунки дизеля 16ЧН 26/26 и ее основные неисправности.*
10. *Укажите допустимое значение диаметрального зазора в прецизионной паре «игла-корпус распылителя» форсунки?*
11. *Чему равно допустимое снижение давления открытия иглы распылителя в процессе эксплуатации?*
12. *Как влияет на процесс подачи топлива уменьшение эффективного сечения распылителя в результате его закоксовывания?*



## 6. СИСТЕМА ПОДАЧИ ТОПЛИВА С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

### 6.1. 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. 6.1 показан в сборе насос высокого давления, аккумулятор и форсунки с электрогидравлическим управлением системы подачи топлива типа Common Rail (общий путь).



Рис. 6.1. Общий вид в сборе насоса высокого давления, аккумулятора и форсунок с электрогидравлическим управлением

Наиболее эффективными из серийно 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.

Рассмотрим устройство и принцип работы системы подачи топлива Common Rail [22] 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.

На рис. 6.2 приведена принципиальная схема аккумуляторной системы впрыска с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя форсунки.

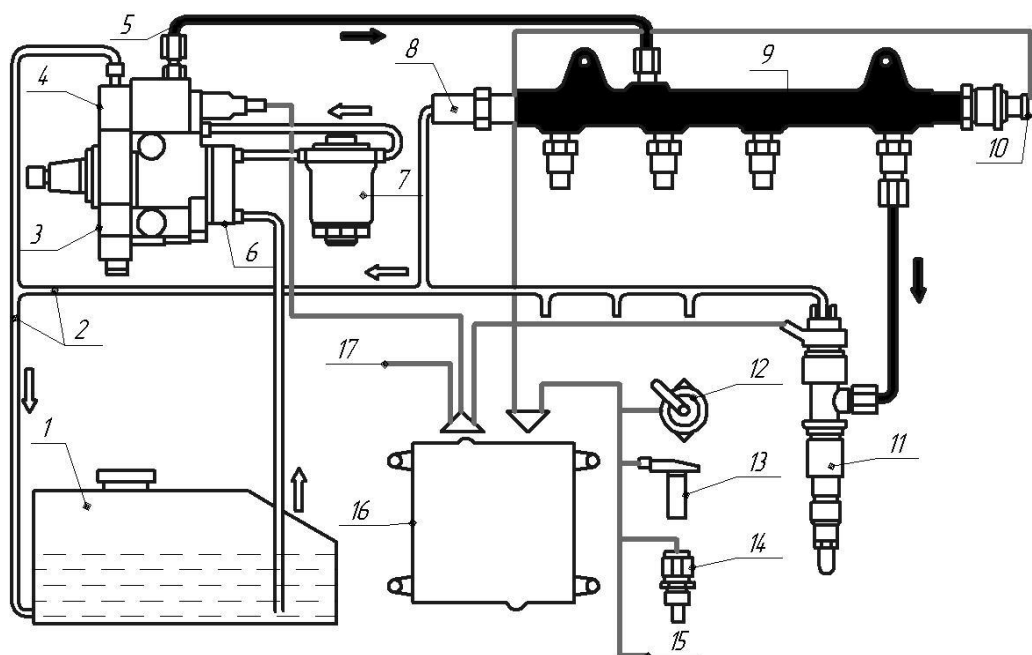


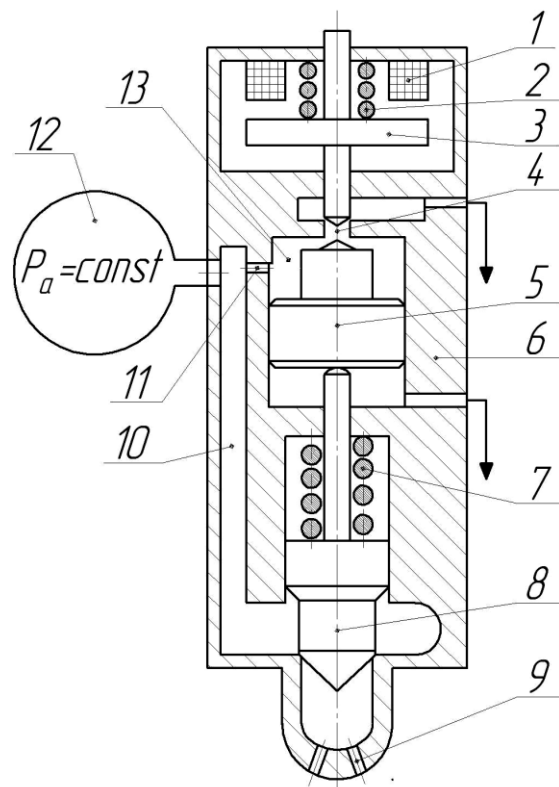
Рис. 6.2. Схема системы питания дизелей типа Common Rail:  
 1 – топливный бак; 2 – сливная магистраль; 3 – ТНВД;  
 4 – регулятор давления; 5 – трубопровод; 6 – подкачивающий насос;  
 7 – фильтр; 8 – предохранительный клапан; 9 – аккумулятор;  
 10 – датчик давления; 11 – электрогидравлическая форсунка;  
 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. 6.3 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. 6.3. 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.

Основным недостатком электромагнитного клапана является малая скорость подъема якоря 3 (время подъема 0,3 – 0,4 мс), что может обеспечить только двухфазный впрыск топлива. Для уменьшения времени подъема (менее 0,1 мс) и увеличения быстродействия клапана управления применяют форсунки с пьезоэлектрическим управлением хода иглы [22]. Принцип действия форсунки с пьезокварцевым управлением подобен работе форсунки с электрогидравлическим управлением. Только вместо электромагнита используется набор пьезокварцевых пластин, разделенных электродами.

На рис. 6.4 показан поперечный разрез насоса высокого давления системы подачи топлива Common Rail. Насос имеет три плунжера малого диаметра, расположенные по окружности через  $120^{\circ}$ .

Величина создаваемого давления регулируется клапаном, открытие которого происходит при помощи электромагнита, управляемого блоком 16 (см. рис. 6.2). При вращении вала с эксцентриком плунжеры по очереди перемещаются, нагнетая топливо в аккумулятор. В этом случае впускной клапан закрыт, а выпускной открыт. При повороте эксцентрика, когда образуется зазор между толкателем 2 и плунжером 3, под действием пружины плунжер перемещается в исходное положение (такт впуска). Клапан впускной под действием разрежения открывается, и полость над плунжером наполняется топливом. Цикл повторяется три раза за один оборот вала насоса.

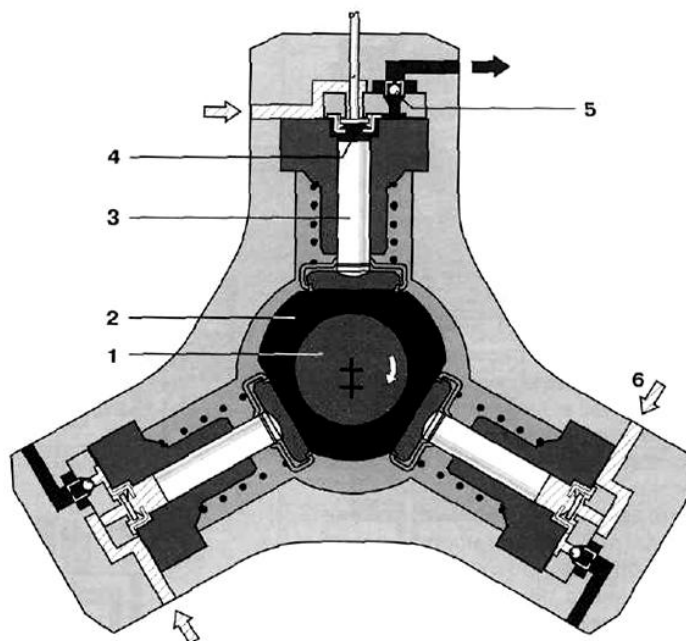


Рис. 6.4. Насос высокого давления:  
 1 – вал привода с эксцентриком; 2 – толкатель;  
 3 – насосный элемент с плунжером; 4 – впускной клапан;  
 5 – выпускной клапан; 6 – вход топлива

На рис. 6.5 показан разрез насоса высокого давления с подкачивающим насосом шестеренного типа.



Рис. 6.5. Насос высокого давления  
 с подкачивающим насосом шестеренного типа

На рис. 6.6 показан общий вид форсунки с электрогидравлическим управлением [2, 23]. 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.

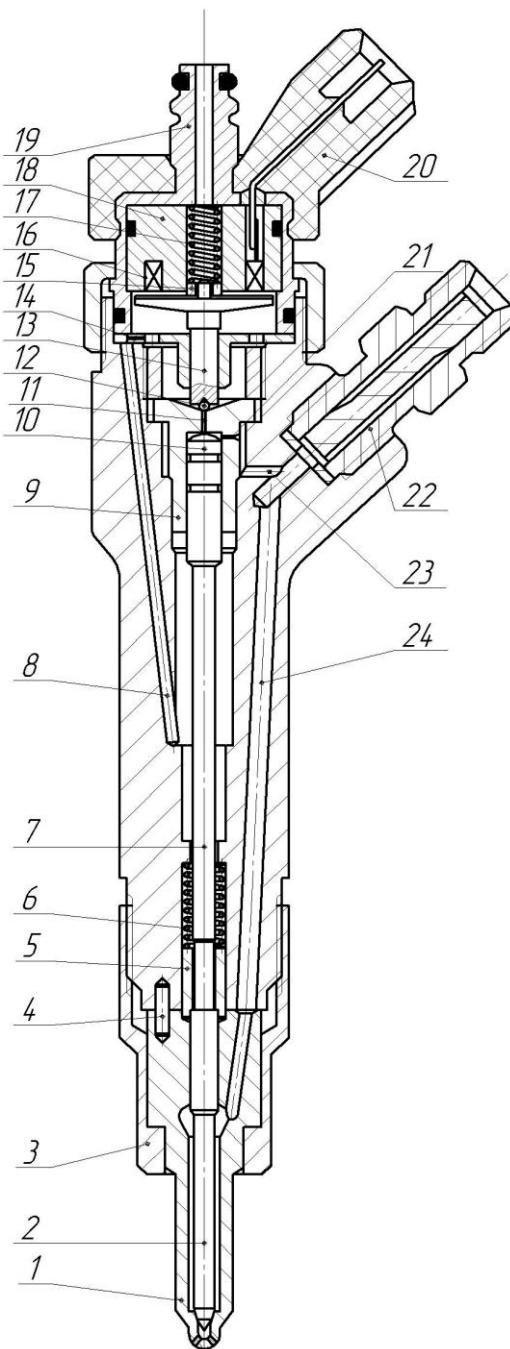
Так как давление топлива под иглой не изменяется (оно равно давлению в аккумуляторе), то игла 2 под действием высокого давления переместится в верхнее положение и откроет доступ к сопловым отверстиям, обеспечивая начало впрыска топлива. Впрыск продолжается до тех пор, пока подается напряжение на катушку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

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 сливное отверстие (жиклёр) 11 будет вытекать из камеры управления, снижая дав-

ление над управляющим поршнем (плунжером) 10. Усилие со стороны управляющего поршня резко уменьшится.

Рис. 6.6. 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



На рис. 6.7 приведены диаграммы подвижных и неподвижных деталей форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя.

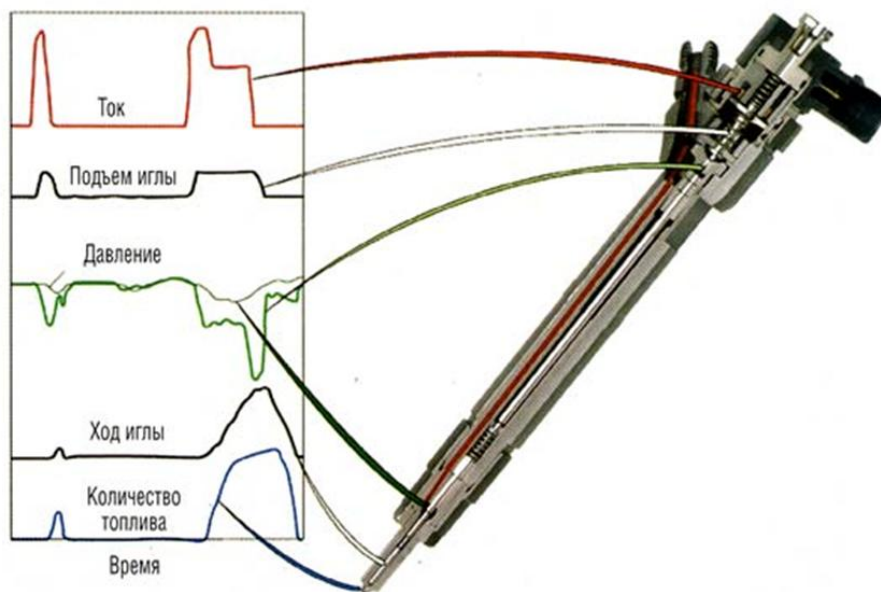


Рис. 6.7. Диаграммы при работе форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя

## 6.2. Основы расчета форсунки с электрогидравлическим управлением

Управляющий поршень *10* (см. рис. 6.6) имеет наружный диаметр 4,3 мм, его площадь будет равна ( $S_n = 14,5 \text{ мм}^2$ ). Поршень входит с диаметральным зазором 2 – 4 мкм во втулку *9*, образуя прецизионную пару. Уплотнение поршня *10* и отверстие во втулке *9* выполняются плоской поверхностью или в виде конуса с диаметром 1,5 мм ( $S_k = 1,8 \text{ мм}^2$ ).

Игла *2* распылителя форсунки имеет наружный диаметр 4 мм ( $S_u = 12,5 \text{ мм}^2$ ), диаметр внешнего посадочного конуса иглы равен 2,2 мм ( $S_{нк} = 3,8 \text{ мм}^2$ ). Дифференциальная площадка иглы  $S_{диф}$ , на которую действует давление топлива до ее подъема, равна  $8,7 \text{ мм}^2$ . Давление на входе в форсунку 110 МПа. Есть системы подачи топлива, у которых давление в аккумуляторе достигает 150 – 200 МПа. Ход иглы  $U$  равен 0,2 мм, в процессе эксплуатации топливной аппаратуры он увеличивается. Объем камеры управления принят  $30 \text{ мм}^3$ , максимальное рабочее давление в ней – 100 МПа.

В табл. 6.1 приведены расчетные значения сил, которые действуют до начала впрыска со стороны управляющего поршня *10* (штока) и со стороны дифференциальной площадки иглы *2*. Сила со сто-



роны поршня  $F_n$  и со стороны иглы  $F_{диф}$  определялась как произведение величины давления на площадь.

Из анализа табл. 6.1 следует, что при давлении в камере управления 66 МПа силы от давления топлива, действующие на шток и иглу, выравниваются. При давлении менее 40 МПа над поршнем, 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 будет равно 12 800 м/с<sup>2</sup>. При массе подвижных частей, равных 15 г, сила инерции составит 192 Н.

Таблица 6.1

**Расчетные значения сил со стороны управляющего поршня и иглы**

$P_n$ , МПа	$F_n$ , Н	$F_{диф}$ , Н	$\Delta F$ , Н	$У$ , мм	$S_{диф}$ , мм <sup>2</sup>
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 ( $S_n$ )

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 форсунки (например, 0,15 мм<sup>2</sup>), перепада давления и времени открытия иглы.

Объемную теоретическую подачу топлива из распылителя за впрыск (цикловую подачу, м<sup>3</sup>) можно определить из выражения

$$q_{ц} = \mu F \cdot \mathcal{G}_T \cdot t = \mu F \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}} \cdot t, \quad (6.1)$$

где  $\mu F$  – эффективное проходное сечение распылителя, м<sup>2</sup>;  $\mathcal{G}_T$  – теоретическая скорость истечения топлива, м/с;  $\Delta P$  – средняя величина

давления топлива перед сопловыми отверстиями,  $\text{Н/м}^2$ ;  $\rho_T$  – плотность топлива,  $\text{кг/м}^3$ ;  $t$  – время впрыска, с.

При  $\Delta P = 105 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$  и  $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$  величина  $g_T = 497 \text{ м/с}$ . Для  $\mu F = 0,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и времени впрыска  $0,001 \text{ с}$  количество поданного топлива за цикл (впрыск) составит  $74 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$ , или  $74 \text{ мм}^3$ .

На рис. 6.8 показаны осциллограммы изменения давления над штоком управления 4, подъема иглы 3, ее скорости 2 и управляющего сигнала на обмотке электромагнита 1 [25].

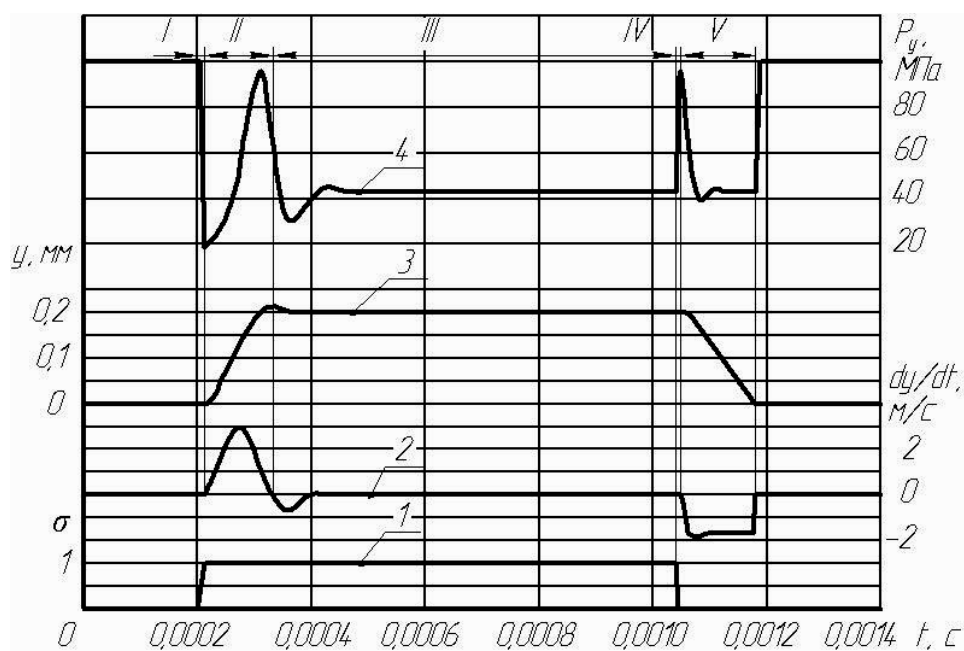


Рис. 6.8. Осциллограммы процесса впрыска топлива в зависимости от времени:

1 – изменение управляющего сигнала в обмотке электромагнитного клапана; 2 – скорость движения иглы; 3 – перемещение иглы распылителя форсунки; 4 – давление топлива над управляющим поршнем; 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

Продолжительность подъема иглы форсунки вычисляется как время, прошедшее с момента подачи управляющего сигнала (момент открытия сливного отверстия) до момента, когда скорость иглы меняет знак с положительного значения на отрицательное. 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 сливного отверстия), до момента посадки иглы на седло.

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

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot t. \quad (6.2)$$

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  $10 - 12^0$ .

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

$$P_y = V_0 / (\alpha_c \cdot V_y), \quad (6.3)$$

где  $P_y$  – давление в объеме камеры управления  $V_y$ ;  $\alpha_c$  – коэффициент сжимаемости топлива ( $6 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$ );  $V_0$  – объем топлива, вытекающий через отсечное отверстие.

В табл. 6.2 приведены расчетные данные для создания требуемого давления топлива в ограниченном объеме (камере управления) от величины сжатия  $\Delta V$ , в процентах.

Таблица 6.2

**Изменение давления дизельного топлива от величины его сжатия в замкнутом объеме**

$P$ , МПа	0	<b>20</b>	40	60	80	<b>100</b>	150	200	250
$\Delta V$ , %	0	<b>1</b>	2	3	4	<b>5</b>	7,5	10	12,5

Если уменьшить величину сжатого топлива (путем слива) на 4% (см.  $\Delta V = 5$  и 1), находящегося под давлением 100 МПа в объеме  $30 \text{ мм}^3$ , то давление снизится до 20 МПа. Топливо было сжато на 5%

(см. табл. 6.2), 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 поршня (штока) на 0,2 мм топливо вытесняется объемом 2,9 мм<sup>3</sup>. При диаметре отсечного отверстия 0,5 мм его площадь составит 0,196 мм<sup>2</sup>. При коэффициенте расхода 0,7 эффективное проходное сечение составит 0,14 мм<sup>2</sup>. Зная сечение штока (14,5 мм<sup>2</sup>), его среднюю скорость (0,8 м/с), эффективное проходное сечение отсечного жиклёра (0,14 мм<sup>2</sup>), используя уравнение постоянства расходов, определим скорость в канале отсечного жиклёра, которая составит 83 м/с.

Объемная подача топлива за впрыск зависит от величины давления в аккумуляторе 9 (см. рис. 6.2) и продолжительности управляющего сигнала в обмотке электромагнита 16 (см. рис. 6.6). Форсунка с электромагнитным управлением позволяет изменять угол опережения подачи топлива и форму характеристики впрыска.

На рис. 6.9 показана зависимость величины цикловой подачи от продолжительности впрыска в мс и в градусах от давления топлива в аккумуляторе.

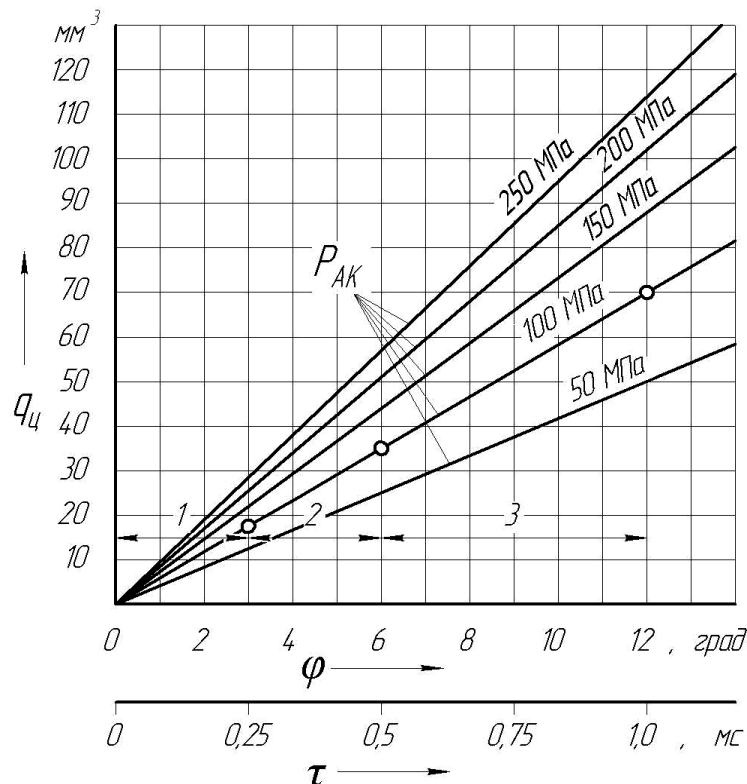


Рис. 6.9. Зависимость цикловой подачи топлива от давления в аккумуляторе и продолжительности впрыска ( $\mu F = 0,15$  мм<sup>2</sup>,  $n_{ц} = 2000$  мин<sup>-1</sup>)

Из анализа рис. 6.9 следует, что требуемое количество топлива за цикл можно подать в камеру сгорания при различных давлениях в аккумуляторе и длительностью сигнала на катушке управления (продолжительность впрыска). Управлять интенсивностью и формой характеристики впрыска можно величиной давления в аккумуляторе, длительностью и паузами сигнала, поданного на катушку форсунки с электрогидравлическим управлением движения иглы распылителя. На рис. 6.9 по оси абсцисс номерами 1, 2, 3 показаны время первой фазы впрыска (0,25 мс) при давлении в аккумуляторе 100 МПа, время паузы 2 (0,25 мс) и время второй (основной) фазы впрыска 3 продолжительностью 0,5 мс.

При эффективном проходном сечении распылителя, равном  $\mu F = 0,15 \text{ мм}^2$ , и частоте циклов впрыска топлива  $n_y = 2000 \text{ мин}^{-1}$  для одного впрыска топлива продолжительностью  $12^0$  (0,001 с) при  $P_{AK} = 100 \text{ МПа}$  теоретическая цикловая подача составит  $70 \text{ мм}^3$  (см. рис. 6.9). При двухфазном впрыске (пауза на участке 2) запальная порция (участок 1) составит  $18 \text{ мм}^3$ , а основная (участок 3)  $35 \text{ мм}^3$ . Общая подача топлива за цикл составит  $53 \text{ мм}^3$ .

На рис. 6.10 показана дифференциальная характеристика (однофазная) подачи топлива аккумуляторной системой с электромагнитным управлением иглы форсунки.

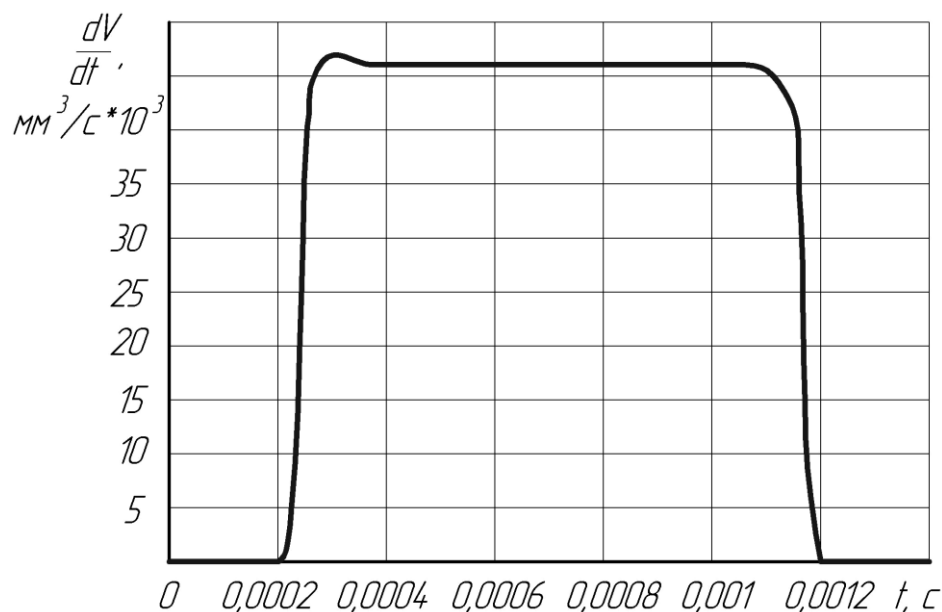


Рис. 6.10. Дифференциальная характеристика основной подачи топлива

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

На рис. 6.11 приведена характеристика с запальной и основной подачей топлива (двухфазная характеристика).

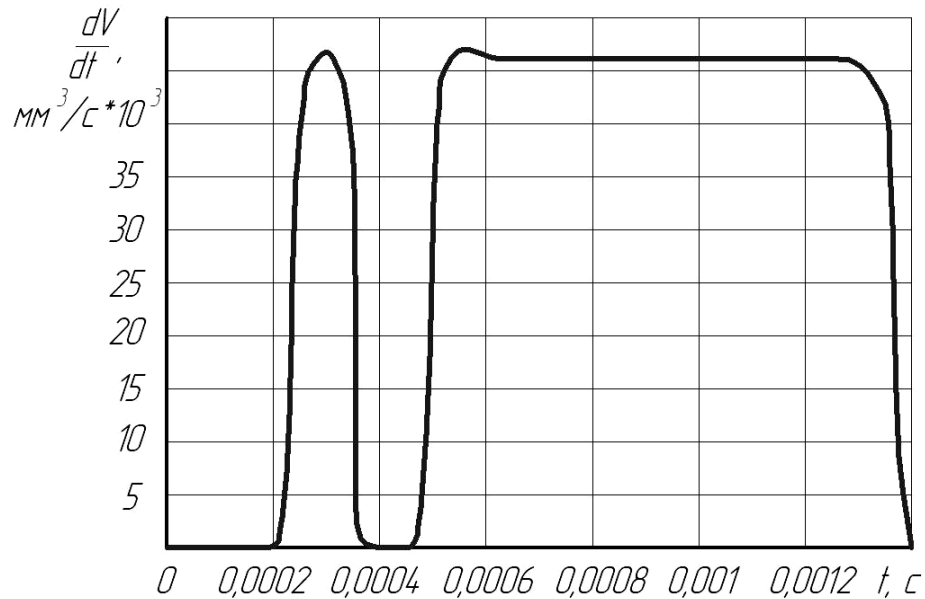


Рис. 6.11. Дифференциальная характеристика дополнительной (запальной) и основной подачи топлива

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

На рис. 6.12 показана схема клапанного узла (механизма управления) форсунки и силы, действующие на его детали.

Исходные данные для расчета:

$P$  – давление в камере управления,  $P = 150 \text{ МПа}$  ( $150 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ );

$d_2$  – диаметр перепускного отверстия (жиклёра),  $d_2 = 0,3 \text{ мм}$ ;

$C$  – жёсткость пружины, закрывающей клапан,  $C = 40 \text{ Н/мм}$ ;

$n$  – число витков катушки электромагнита,  $n = 17$ ;

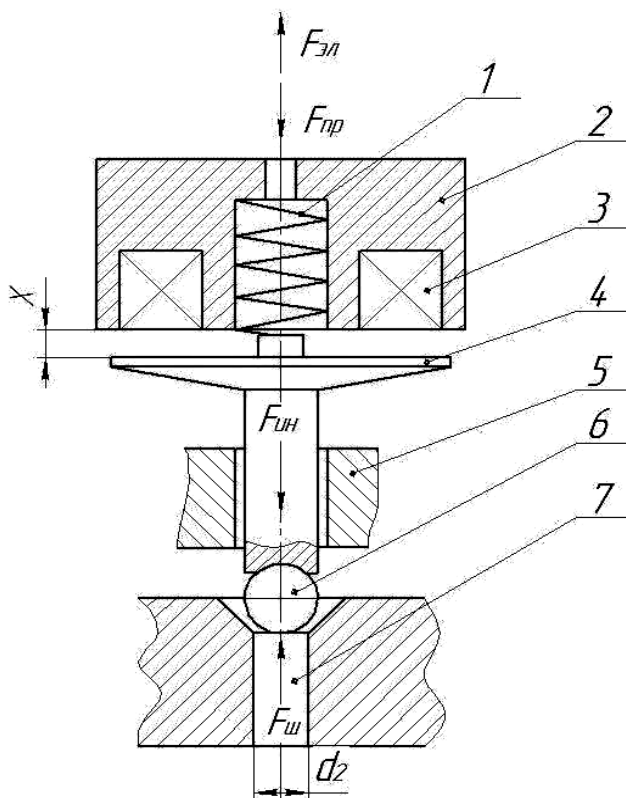
$d_c$  – наружный диаметр сердечника,  $d_c = 10 \text{ мм}$ ;

$I$  – величина тока втягивания якоря электромагнита,  $I = 20 \text{ А}$ ;

$M$  – масса якоря 3,7 г, пружины 0,7 г, шарика 0,1 г;

$x$  – зазор между якорем и сердечником,  $x = 0,2 \text{ мм}$ .

Рис. 6.12. Общий вид клапанного узла:  
 1 – пружина;  
 2 – сердечник электромагнита;  
 3 – катушка;  
 4 – якорь;  
 5 – направляющая;  
 6 – шарик;  
 7 – перепускное отверстие



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

6.3.1. Определим площадь перепускного (сливного) отверстия

$$S_n = \pi \times d_2^2 / 4 = 3,14 \times 0,3^2 / 4 = 0,07 \text{ мм}^2, \text{ или } 0,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2. \quad (6.4)$$

Шарик расположен на конической поверхности и прикасается с ней по окружности диаметром 0,5 мм. Площадь шарика, на которую действует топливо, будет равна  $0,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

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

$$F_{ш} = S_n \times P = 0,2 \cdot 10^{-6} \times 150 \cdot 10^6 = 30 \text{ Н}. \quad (6.5)$$

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

$$F_{пр} = C \times \Delta l = 40 \times 1,5 = 60 \text{ Н}. \quad (6.6)$$

Из анализа формул (6.6) и (6.5) 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.

6.3.4. Втягивающую силу электромагнита без учета сил трения, магнитного сопротивления сердечника и якоря определим из выражения [27]

$$F_{эл} = \mu_0 \times S_я \times (I \times n)^2 / 2x^2, \quad (6.7)$$

где  $\mu_0$  – магнитная постоянная (абсолютная магнитная проницаемость), Гн/м;  $S_я$  – площадь сердечника с учетом отверстия для установки пружины, м<sup>2</sup>;  $I$  – величина тока, А;  $n$  – число витков катушки;  $x$  – зазор между якорем и сердечником, м (при зазоре 0,2 мм величина  $x = 0,2 \cdot 10^{-3}$  м).

$$F_{эл} = 4 \pi \cdot 10^{-7} \times 0,7 \cdot 10^{-4} \times (20 \cdot 17)^2 / 2 (0,2 \cdot 10^{-3})^2 = 127 \text{ Н.} \quad (6.8)$$

На рис. 6.13 приведена зависимость втягивающей силы электромагнита от числа витков катушки. Расчетные значения силы электромагнита получены при изменении числа витков катушки от 0 до 30, при величине тока 20 А, зазоре между якорем и сердечником 0,2 мм, диаметре медного провода 0,5 мм.

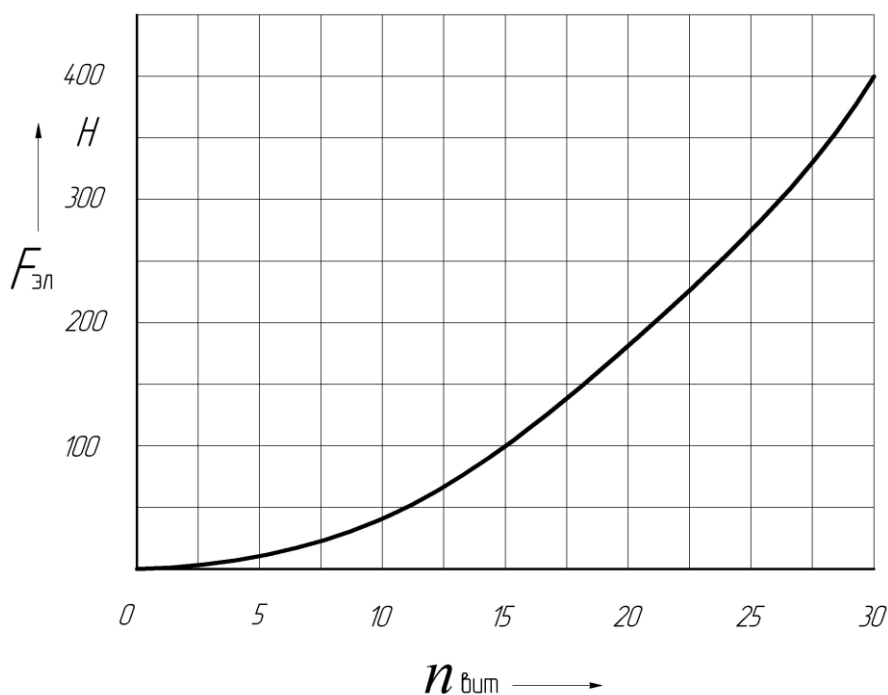


Рис. 6.13. Зависимость втягивающей силы электромагнита от числа витков катушки

Максимальная величина тока втягивания якоря электромагнита в цепи катушки достигает 19 – 20 А (начальная стадия процесса впрыска) [26]. 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. 6.14 показан разрез электромагнита, у которого катушка выполнена из медного провода диаметром 0,5 мм с числом витков 28.



Рис. 6.14. Разрез катушки электромагнита

Общая масса подвижных деталей клапанного узла (с учетом 30% массы пружины) равна  $M = 4$  г. Ход якоря принимаем 0,2 мм. Предположим, что форсунки данного типа установлены на двигатель КамАЗ-740-73-400 эффективной мощностью 294 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n_k = 1900$  мин<sup>-1</sup>. Общая продолжительность впрыска топлива равна  $\varphi = 24^0$  поворота коленчатого вала.

6.3.5. Время впрыска  $t$  (с) зависит от продолжительности  $\varphi$  (град) и от частоты вращения коленчатого вала в минуту  $n_k$ .

$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot n_k} = \frac{24}{6 \cdot 1900} = 0,0021 \text{ с.} \quad (6.9)$$

В работе [26] указано, что шток якоря 13 (см. рис. 6.6) доходит до упора сердечника 18 за время, равное  $0,4 \cdot 10^{-3}$  с. Расчеты показывают [формула (6.9)], что подъем якоря происходит за  $4,6^0$  поворота

коленчатого вала. Зависимость пути якоря от времени представим в виде уравнения прямой линии. Разобьем пройденный путь якоря при его подъеме на четыре участка.

Шаг расчета одного участка будет равен 0,1 мс. Якорь в начале подъема за время 0,1 мс пройдет путь 0,05 мм. На этом участке максимальная скорость будет равна 0,5 м/с, а ускорение  $a = 5000 \text{ м/с}^2$ .

6.3.6. Определим силу инерции от движущихся масс клапанного узла

$$F_{ин} = M \times a = 4 \cdot 10^{-3} \times 5000 = 20 \text{ Н.} \quad (6.10)$$

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

Окончательные конструктивные и регулировочные параметры узла электрогидравлического клапана уточняются в процессе доводочных испытаний форсунок на стенде и работе на двигателе.

#### **6.4. Диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя**

Электрическую часть форсунки проверяют следующим образом:

6.4.1. С разъема форсунки отключают провод питания, идущий к катушке.

6.4.2. При помощи тестера определяют контакт выводов катушки с «массой» форсунки. Сопротивление цепи должно быть равно бесконечности.

6.4.3. При помощи тестера определяют сопротивление катушки индуктивности электромагнитного клапана, оно должно соответствовать 0,3 Ома.

6.4.4. 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. 6.6) при его открытии вытекает топливо (для процесса управления) за впрыск объемом, равным

$$V_{yn} = \mu F_{жс} \cdot g_{жс} \cdot t = \mu F_{жс} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}} \cdot t, \quad (6.11)$$

где  $\mu F_{жс}$  – эффективное проходное сечение жиклёра, м<sup>2</sup>;  $g_{жс}$  – скорость истечения топлива через жиклёр, м/с;  $\Delta P$  – средняя величина давления топлива в камере управления, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  – время впрыска, с.

При среднем давлении топлива в камере управления форсунки  $\Delta P = 100 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $\rho_T = 850$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu F_{жс} = 0,5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup> (диаметр жиклёра 0,3 мм, коэффициент расхода  $\mu = 0,7$ ) и времени впрыска топлива 0,0021 с [см. формулу (6.9)] объем сливаемого топлива из камеры управления за время впрыска составит  $48 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup>, или 48 мм<sup>3</sup>. За 1 мин форсунка дизеля КамАЗ-740-73-400 совершает 950 впрысков топлива в камеру сгорания, и объем сливаемого топлива из камеры управления составит 45 600 мм<sup>3</sup>, или 45,6 см<sup>3</sup>.

Допустимое диагностическое значение сливаемого топлива вместе с утечками через зазоры в распылителе и управляющем поршне не должны превышать 150 см<sup>3</sup> за 1 мин для одной форсунки [26]. При исправном состоянии форсунок величина утечек топлива из штуцера 19 (см. рис. 6.6) у всех форсунок должна быть одинаковой (например,  $100 \pm 5$  см<sup>3</sup>).

На рис. 6.15 показана установка для контроля величины объема сливаемого топлива из штуцера форсунок с электрогидравлическим управлением. Если сливаемое топливо вместе с утечками превысит 150 см<sup>3</sup>, 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. 6.15. 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.

### ***Контрольные вопросы и задания***

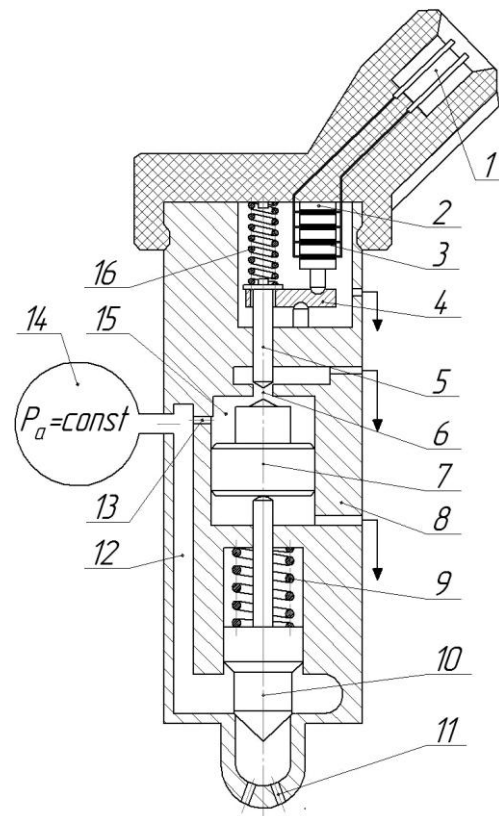
- 1. Для какой цели применяют управляемый процесс подачи топлива?*
- 2. Объясните принцип работы форсунки с электромагнитным управлением.*
- 3. Устройство и принцип действия системы питания, оборудованной форсунками с электромагнитным управлением хода иглы.*
- 4. Что называют цикловой подачей топлива и как она определяется?*
- 5. Как зависит цикловая подача топлива от давления в аккумуляторе и продолжительности впрыска?*
- 6. Для какой цели используют двухфазные и многофазные характеристики впрыска топлива?*
- 7. С какой целью применяют запальную порцию топлива?*
- 8. От каких факторов зависит цикловая подача топлива при использовании форсунок с электромагнитным управлением?*
- 9. В какой последовательности выполняют расчет форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы?*
- 10. Какова последовательность расчета электрогидравлического клапана управления ходом иглы форсунки?*
- 11. Как выполняется диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя?*

## 7. СИСТЕМА ПОДАЧИ ТОПЛИВА С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ ХОДА ИГЛЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ

### 7.1. Устройство и принцип работы форсунки с пьезоэлектрическим управлением

На рис. 7.1 приведен упрощенный вариант форсунки с пьезоэлектрическим управлением хода иглы [22]. Принцип действия форсунки с пьезоэлектрическим управлением подобен работе форсунки с электрогидравлическим управлением. Только вместо электромагнита используются пьезоэлементы 2, которые разделены электродами 3.

Рис. 7.1. Форсунка с пьезоэлектрическим управлением:  
1 – разъём; 2 – пьезоэлемент;  
3 – электрод; 4 – рычаг;  
5 – шток с запорным конусом;  
6 – сливное отверстие;  
7 – поршень 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



При помощи рычага 4 (см. рис. 7.1) перемещение пьезопривода передается на шток 5 с запорным конусом (клапан управления). Сливное отверстие 6 открывается, давление в камере управления 15 снижается, игла 10 перемещается вверх под действием высокого давления в аккумуляторе 14, открывая сопловые отверстия 11. Начинается процесс подачи топлива. Конструкция и расположение клапана

управления может быть различной, но функция одна – изменять величину давления в камере управления.

В пьезоэлектрическом преобразователе активными элементами являются пластины, изготовленные из природного кварца. Возможно применение пьезокерамического материала, например ЦТБС-8 (цирконат  $ZrO_2$ , титанат бария  $BaTiO_3$ , окись свинца  $PbO$ ).

Пьезо – слово греческое и означает «давлю». Известной областью применения пьезоэлементов являются датчики давления. При действии давления на пьезоэлемент на его обкладках возникает разность потенциалов, которую можно измерить. Это явление называется пьезоэлектрическим эффектом.

Прямой пьезоэффект используют в технике для преобразования механических напряжений или деформаций в электрические сигналы (датчики давления, звукосниматели).

Принцип действия пьезопривода основан на обратном пьезоэлектрическом эффекте. Обратный пьезоэффект заключается в том, что внешнее электрическое поле вызывает механическое напряжение внутри материала, которое приводит к изменению формы кристаллической решётки и росту (приращению) геометрических размеров. Указанными свойствами обладают естественные монокристаллические вещества (кварц) или искусственные (пьезокерамика – цирконат, титанат бария, окись свинца).

На рис. 7.2 показан упрощенный вариант кристаллической решётки пьезоэлемента при отсутствии напряжения (исходное положение) и при подаче напряжения, когда изменение формы кристаллической решётки привело к росту (приращению) геометрических размеров.

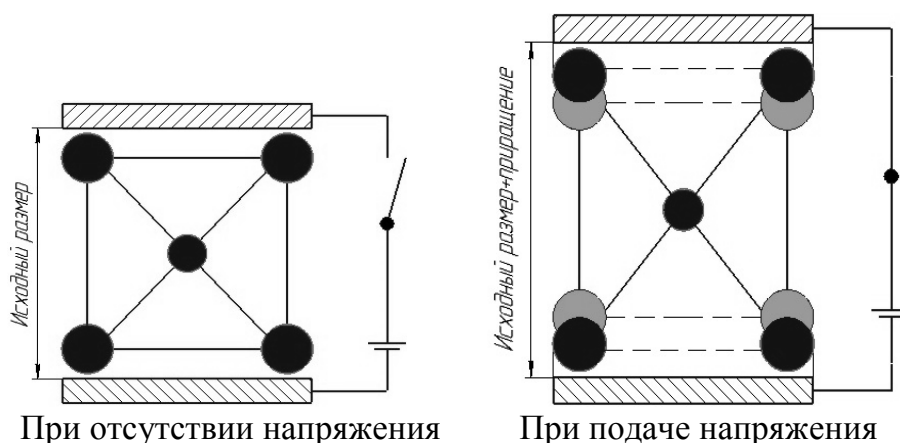


Рис.7.2. Изменение формы кристаллической решётки

Приращение длины пьезоэлемента прямо пропорционально прилагаемому напряжению. Таким образом, можно управлять приращением длины (ходом) пьезоэлемента, изменяя напряжение на его обкладках. Управляющее напряжение может изменяться в диапазоне от 100 до 200 В и выше.

При подаче напряжения на элемент (столбик), состоящий, например, из 100 кварцевых пластин, он удлиняется (изменяется форма кристаллической решётки). Каждый пьезоэлемент является электро-механическим преобразователем. Если его поместить в переменное электрическое поле, то амплитуда механических колебаний будет изменяться с частотой переменного поля.

На рис. 7.3 показано параллельное включение напряжения питания для пакета, состоящего из 9 пластин [28]. Между пластинами выполнены электроды из серебра толщиной 6 – 12 мкм. Одна сторона пакета жестко закреплена, например, в корпусе форсунки, а вторая сторона способна перемещаться при подаче импульса напряжения. Для перехода пакета пластин в начальное положение необходимо изменить полярность напряжения.

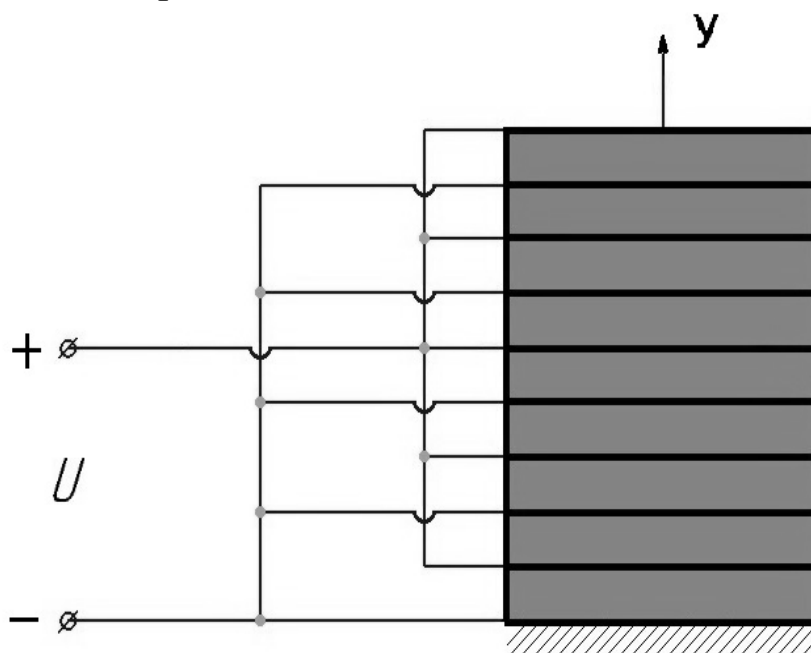


Рис. 7.3. Параллельное включение питания пьезопривода, состоящего из набора пьезопластин

На рис. 7.4 показан общий вид осевого (продольного) пьезопривода, состоящего из набора пьезопластин. Пластины стянуты шпилькой с усилием 250 Н [28].



Рис. 7.4. Общий вид пьезопривода, состоящего из набора пьезокерамических пластин

При работе пьезоэлектрического привода в составе форсунки под действием электрического напряжения пьезопакет расширяется в направлении электрического поля. При этом обеспечивается перемещение пропорционально управляющему напряжению и длине актюатора (пьезопакета). Развиваемое усилие пьезоэлемента площадью  $4 \text{ мм}^2$  достигает до  $1000 \text{ Н}$  и пропорционально площади поперечного сечения элемента.

Весь технологический процесс изготовления пьезокерамических изделий можно разбить на 7 этапов [28]:

1. Синтез материалов – получение однородного мелкозернистого порошка. Исходным сырьем являются окислы и соли  $\text{PbO}$ ,  $\text{TiO}_2$ ,  $\text{ZrO}_2$ , а также добавки.

2. Изготовление заготовок – порошок – прессуют с органическими вяжущими катализаторами.

3. Обжиг – сырье керамической заготовки – подвергают обжигу при температуре  $1000 - 1400 \text{ }^\circ\text{C}$ . Заготовка спеченная представляет собой множество мелких кристаллов. На рис. 7.5 представлен срез керамики под микроскопом высокого разрешения. В одном кубическом сантиметре содержится до  $10^{12}$  зерен.

4. Механическая обработка.



5. Нанесение электродов – вжигание серебряной пасты на обезжиренную поверхность пьезоэлемента при температуре 750 – 800 °С.

6. Поляризация – процесс ориентации произвольно направленных доменов вещества в определенном направлении (в направлении вектора электрического поля).

7. Термостабилизация – стабилизация основных параметров пьезокерамики.

Диэлектрическая природа пьезоэлемента – функционирование за счет действия электрического поля (а не тока проводимости), что приводит к практическому отсутствию тока и выделению теплоты.

Пьезоэлектрическая керамика нашла широкое применение в двигателестроении – в системах впрыска топлива, механизмах газораспределения, измерительной и контролирующей аппаратуре. Пьезопроводы нашли применение при создании форсунок с управляемым процессом впрыска топлива.

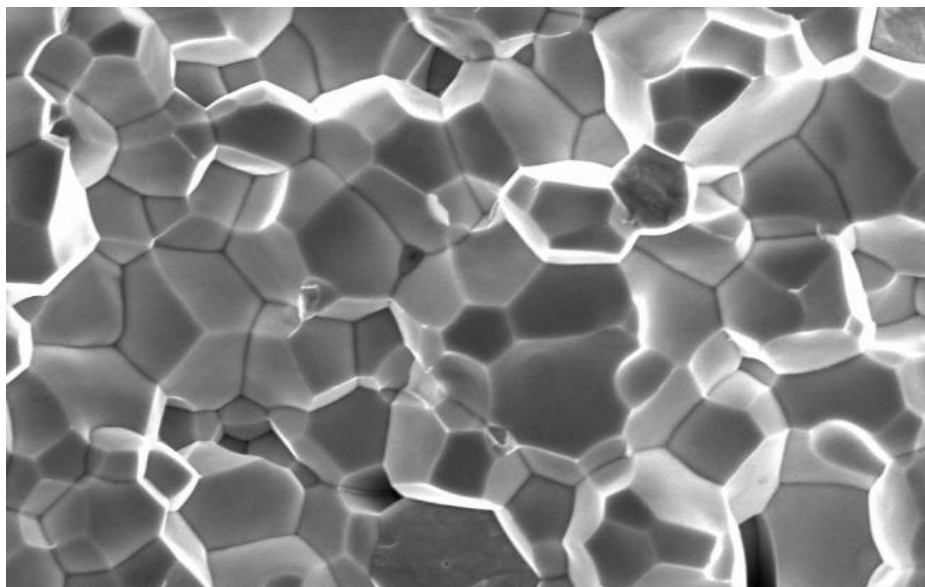


Рис. 7.5. Вид среза керамики под микроскопом

Применение форсунок с быстродействующим пьезопроводом позволяет:

- управлять углом опережения впрыска топлива (раньше или позже относительно верхней мертвой точки);
- уменьшать задержку воспламенения топлива за счет высокого давления и сверхтонкого распыливания топлива;

- дозировать с высокой точностью количество впрыскиваемого топлива на различных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя;
- управлять формой и длительностью импульса впрыска;
- быстро и независимо управлять форсунками (длительность одного впрыска 100 – 200 мкс), что позволит осуществлять несколько впрысков в один и тот же цилиндр в течение одного цикла;
- обеспечивать малое потребление топлива и минимальный уровень выброса в атмосферу вредных примесей отработавших газов.

## 7.2. Расчетное определение основных параметров пьезопривода управления клапанным узлом форсунки

Исходные данные:

Материал пьезоэлемента – ЦТБС – 8;

$D$  – диаметр пластины пьезоэлемента,  $D = 30$  мм;

$h_3$  – высота (толщина) пластины пьезоэлемента,  $h_3 = 0,5$  мм;

$d_{33}$  – осевой пьезомодуль (рабочий диапазон перемещений исполнительного устройства,  $d_{33} = 315 \cdot 10^{-12}$  Кл/Н). Кулон – единица количества электричества, проходящего через поперечное сечение проводника при токе силой 1А в течение времени 1 с (Кл = А·с);

$U$  – электрическое входное напряжение,  $U = 100$  В;

$\rho$  – плотность материала пьезоэлемента,  $\rho = 7,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;

$Y$  – модуль Юнга, определяющий упругие и резонансные свойства материала,  $Y = 7,7 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>;

$g_{33}$  – электрическая константа по напряжению в режиме приема,  $g_{33} = 25,4 \cdot 10^{-3}$  В· м/Н.

Расчет выполним по методике, предложенной в работе [29].

1. Определим площадь пьезоэлемента

$$S_n = \pi \cdot D^2 / 4 = 3,14 \cdot 3^2 / 4 = 7 \text{ см}^2 (7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2). \quad (7.1)$$

2. Определим коэффициент упругости (жесткости) из выражения

$$K = S_n \cdot Y / h = 7 \cdot 10^{-4} \cdot 7,7 \cdot 10^{10} / 5 \cdot 10^{-4} = 10,78 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}. \quad (7.2)$$

3. Напряженность электрического поля пьезоэлемента в осевом направлении находим по формуле

$$E_3 = U / h_3 = 100 / 5 \cdot 10^{-4} = 2 \cdot 10^5 \text{ В/м}. \quad (7.3)$$

4. Сила, развиваемая пьезоэлементом при подаче электрического напряжения амплитудой 100 В, равна

$$F = S_{\text{п}} \cdot U / (g_{33} \cdot h_3) = 7 \cdot 10^{-4} \cdot 100 / (25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-4}) = 5559 \text{ Н.} \quad (7.4)$$

5. Перемещение (увеличение высоты вдоль оси  $y$ ) одного пьезоэлемента в магнитном поле, создаваемое напряжением 100 В, будет равно

$$\Delta Y = F / K = 5559 / 10,78 \cdot 10^{10} = 515 \cdot 10^{-10} \text{ м} (515 \cdot 10^{-4} \text{ мкм}). \quad (7.5)$$

Увеличение высоты одного пьезоэлемента составит 0,05 мкм. Если взять общую длину пакета, равную 100 мм, то при толщине одной пластины 0,5 мм их необходимо взять 200 штук. Общее удлинение пакета пластин составит 10 мкм. При использовании рычажного механизма с передаточным числом пять общий ход исполнительного механизма составит 50 мкм. Для эффективной работы клапана управления форсункой необходимо, чтобы ход клапана был не менее 100 мкм (0,1 мм). Для увеличения хода клапана в 2 раза можно увеличить управляющее напряжение питания пакета пьезоэлементов со 100 до 200 В.

Удлинение пьезоэлемента толщиной 0,5 мм при подаче управляющего напряжения величиной 100 В можно также определить по формуле [28]

$$\begin{aligned} \Delta Y &= d_{33} \cdot E_3 \cdot h_3 = \\ &= 315 \cdot 10^{-12} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 5 \cdot 10^{-4} = 315 \cdot 10^{-10} \text{ м} (0,0315 \text{ мкм}). \end{aligned} \quad (7.6)$$

Результаты расчетов показывают, что пьезопластинка толщиной 0,5 мм при подаче управляющего напряжения 100 В изменяет свою толщину (высоту) на 0,03 – 0,05 мкм. Даже при наборе пьезопривода из 200 пластин общее удлинение составит 6 – 10 мкм. Этого перемещения недостаточно для эффективной работы (открытия или закрытия) клапана управления. Необходимо перемещение клапана не менее 100 мкм. Для этого нужно повышать управляющее напряжение до 200 – 300 В или использовать рычажный механизм с передаточным числом 3 – 5.

На рис. 7.6 приведены результаты расчета изменения толщины (приращения) одного пьезоэлемента толщиной 0,5 мм в зависимости от величины подводимого напряжения. Материал пьезокерамики ЦТБС- 8.

Из анализа рис. 7.6 следует, что приращение пьезоэлемента пропорционально величине подводимого напряжения.

Электрическая ёмкость одного элемента  $C_0$  (Ф) вдоль оси определяется из выражения [28]

$$C_0 = \varepsilon_{33} \cdot \varepsilon_0 (1 - K_{эм33}) \cdot S_3 / h, \quad (7.7)$$

где  $\varepsilon_{33}$  – диэлектрическая проницаемость,  $\varepsilon_{33} = 1500 - 3000$ ;  
 $\varepsilon_0$  – электрическая постоянная,  $\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$  Ф/м;  
 $S_3$  – площадь двух электродов, разделяющих пьезоэлемент, м<sup>2</sup>.

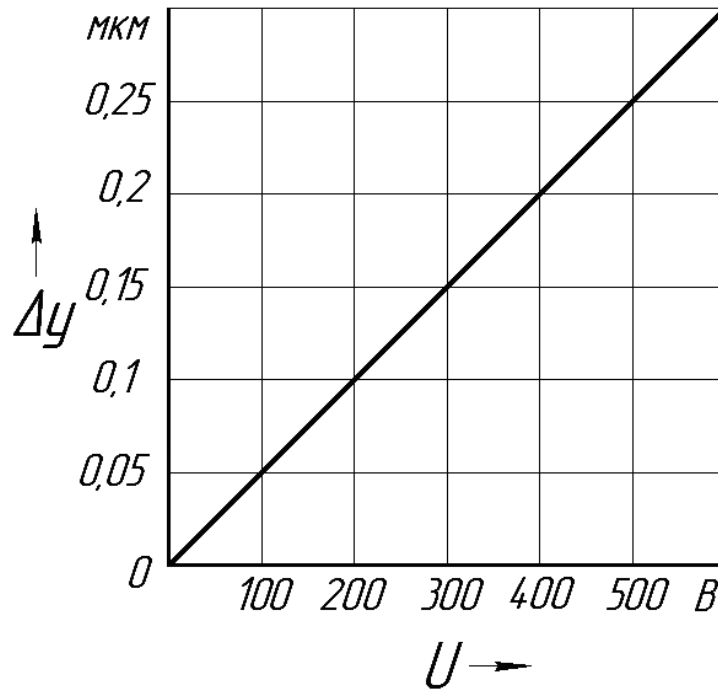


Рис. 7.6. Изменение толщины пьезоэлемента в зависимости от величины подводимого напряжения

Коэффициент электромеханической связи  $K_{эм33}$ , характеризующий эффективность преобразования электрической энергии, подводимой к материалу, в механическую, определяется расчетным путем или принимается равным 0,6 – 0,7 [28].

$$C_0 = 3000 \cdot 8,75 \cdot 10^{-12} (1 - 0,6) \cdot 14 \cdot 10^{-4} / 5 \cdot 10^{-4} = 29736 \cdot 10^{-12} \text{ Ф}. \quad (7.8)$$

Отметим, что  $1 \text{ нФ} = 10^{-9} \text{ Ф}$ . Пусть один пьезопакет (пьезопривод) содержит 200 пьезоэлементов, тогда общая емкость составит  $29,7 \cdot 200 = 5940 \text{ нФ}$ .

На рис. 7.7 показан разрез форсунки с пьезоэлектрическим управлением хода иглы. В форсунке пьезоэлектрический элемент воздействует непосредственно через толкатель б на переключающий клапан в, открывая его. Данная форсунка имеет сложную конструкцию и высокую себестоимость (до 20 тыс. руб.), но отличается большим быстродействием и лучшей управляемостью. За впрыск она способна до четырех раз открыть и закрыть уплотнение между запорным конусом иглы и седлом, что не позволяет выполнить форсунка с элек-

трогидравлическим управлением. Быстрое и полное открытие и закрытие клапана с пьезоэлектрическим элементом позволяет четко разделять фазы впрыска (запальную, основную и дополнительную), точнее изменять продолжительность отдельных фаз и отмерять соответствующие им дозы топлива.

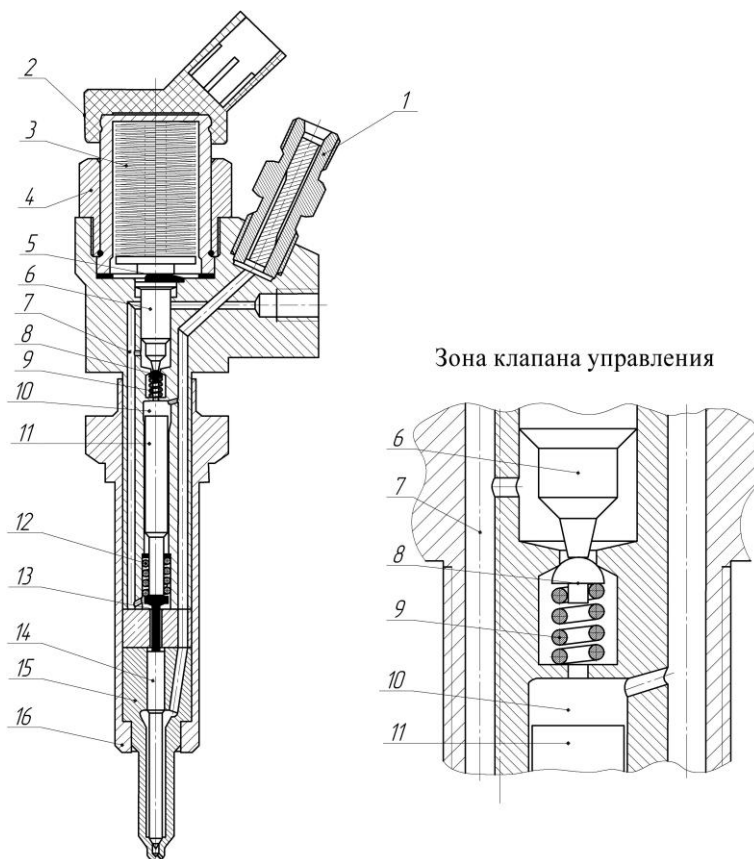


Рис. 7.7. Общий вид форсунки с пьезоэлектрическим управлением хода иглы:

- 1 – штуцер для подвода топлива из аккумулятора;
- 2 – разъем электрический; 3 – пьезопривод; 4 – гайка;
- 5 – рычажный мультипликатор; 6 – толкатель (поршень) клапана; 7 – канал для слива топлива; 8 – клапан переключающий; 9 – пружина клапана; 10 – камера управления; 11 – поршень; 12 – пружина иглы;
- 13 – толкатель иглы; 14 – игла распылителя;
- 15 – корпус распылителя; 16 – стакан

На рис. 7.8 показана характеристика подачи топлива с запальной, основной и двумя дополнительными фазами, полученная при помощи форсунки с пьезоэлектрическим управлением.

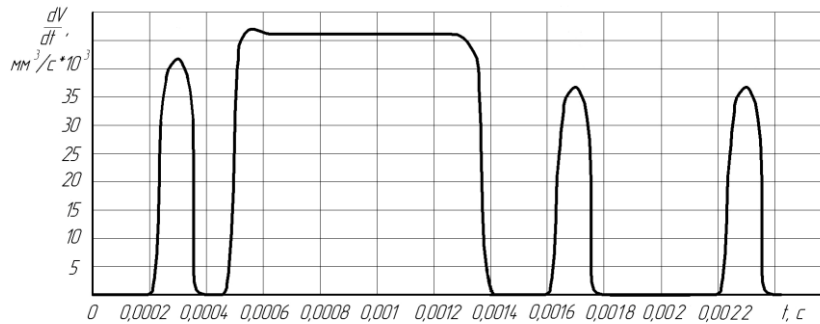


Рис. 7.8. Характеристика подачи топлива форсункой с пьезоэлектрическим управлением

Предположим, что давление в аккумуляторе и на входе в форсунку 100 МПа. Пьезопривод 3 (см. рис. 7.7) находится в исходном положении, подводимое напряжение равно нулю. Давление топлива, равное 100 МПа, передается через калиброванное отверстие (например, 0,3 мм) в камеру управления 10 и в полость корпуса распылителя 15. Учитывая, что диаметр и площадь поршня 11 больше, чем диаметр и площадь направляющей иглы 14, то со стороны поршня сила будет значительно больше, чем со стороны иглы. Игла 14 будет находиться в закрытом состоянии.

При подаче переменного напряжения на пьезопривод 3, который состоит, например, из 200 пьезопластин, он (деформируется) удлиняется на 20 мкм. При помощи рычажного мультипликатора 5 с передаточным отношением, например 6, перемещение толкателя клапана составит 120 мкм (конструкция мультипликатора приведена на рис. 1.30). Клапан 8 откроется, часть топлива вытечет из камеры управления 10, давление и сила над поршнем 11 резко уменьшатся. Сила со стороны иглы 14 станет больше, чем сила со стороны поршня 11, игла поднимется вверх, откроет проходное сечение между конусом иглы и седлом. Через сопловые отверстия корпуса распылителя 15 начнется подача топлива в камеру сгорания дизеля.

### 7.3. Диагностирование форсунок с пьезоэлектрическим управлением хода иглы распылителя

В процессе длительной эксплуатации форсунок с пьезоприводом происходит старение, ухудшение характеристик пьезопривода, отрыв электродов от пьезоэлементов, что приводит к уменьшению хода клапана управления и нарушению процесса подачи топлива.

В процессе диагностирования пьезопривода форсунки необходимо проверить величину управляемого напряжения, емкость и перемещение пьезопривода. Пьезопривод форсунки осуществляет ход толкателя на величину примерно 100 мкм. Величину микроперемещения возможно определить при помощи лазерного интерферометра [29], который позволяет оценить величину перемещения пьезопривода с точностью до 0,05 мкм.

Важным является не только равенство хода клапана (штока) во всех форсунках, но и их герметичность. При требуемой герметичности клапанов, например четырех форсунок двигателя, величина сливаемого топлива из камеры управления каждой из форсунок должна быть одинаковой (например,  $100 \pm 5 \text{ см}^3$  в минуту при номинальной частоте вращения коленчатого вала).

Критерием герметичности клапана управления (его исправности) и изменением его хода может служить величина объема сливаемого топлива из форсунки. Слив топлива из камеры управления форсунки необходим для подъема иглы распылителя и впрыска топлива в камеру сгорания. При закрытии клапана управления форсункой слив топлива прекращается, давление в камере управления увеличивается, игла распылителя под действием перепада давления перемещается в сторону посадочного конуса и закрывает доступ топлива к сопловым отверстиям форсунки.

Объем сливаемого топлива из камеры управления определяют, используя установку (см. рис. 6.15) так же, как и для форсунок с электрогидравлическим управлением.

### ***Контрольные вопросы и задания***

- 1. Что называют прямым и обратным пьезоэффектом?*
- 2. Поясните устройство и принцип работы форсунки с пьезоэлектрическим управлением.*
- 3. Для какой цели необходим многофазный впрыск топлива?*
- 4. Укажите порядок расчета пьезопривода.*
- 5. С какой целью питание пьезопривода, состоящего из набора пьезопластин, подключают параллельно?*
- 6. Как изменяется толщина (длина) пьезоэлемента в зависимости от величины подводимого напряжения?*
- 7. Назовите этапы технологического процесса изготовления пьезокерамического изделия.*
- 8. Как выполняется диагностирование форсунок с пьезоэлектрическим управлением?*

## **Раздел второй СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ВОЗДУХА ДИЗЕЛЕЙ**

### **8. КОНСТРУКЦИЯ АГРЕГАТОВ НАДДУВА**

#### **8.1. Системы наддува двигателей**

Швейцарский инженер Альфред Бюхи впервые соединил поршневую и лопаточную машину. В 1905 г. он получил патент за № 1006907 от Федерального патентного ведомства США. Суть патента заключалась в том, что на одном валу с поршневым двигателем располагалось колесо осевой турбины. Отработавшие газы направлялись на лопатки турбины, совершая работу. На том же валу был установлен осевой компрессор, который под давлением подавал воздух во впускную систему поршневого двигателя.

В 1925 г. в Германии на теплоходах Preuben и Hansastadt были установлены двигатели с турбонаддувом [30]. В 1935г. двигатели с турбонаддувом стали применять на подводных лодках и локомотивах. В 1938г. швейцарский машиностроительный завод Sauer стал первой компанией, которая занялась разработкой и внедрением турбонагнетателей для грузовых автомобилей. В начале шестидесятых годов впервые в Германии стали заниматься разработкой турбонагнетателей для двигателей легковых автомобилей. Компрессоры приводились в действие механическим путём (от вала двигателя) или от турбины, которая вращалась от энергии отработанных газов (газовая связь). При установке турбонаддува вначале предпочтение отдавалось гоночным автомобилям.

Известно, что мощность двигателя можно увеличить, повышая частоту вращения коленчатого вала. У «атмосферных» двигателей при больших частотах вращения снижается наполнение цилиндров свежим зарядом воздуха в результате дросселирования впускных клапанов. Применение многоклапанных двигателей полностью не решает данную проблему. Использование многоклапанной системы и турбонаддува на двигателях позволяет повысить мощность не только за счёт увеличения частоты вращения ( $7600 \text{ мин}^{-1}$ , Honda), но и за счёт повышения плотности заряда (больше воздуха и больше топлива).

Применение наддува снижает удельный эффективный расход топлива по следующим причинам:



1. Высокий крутящий момент и большая мощность позволяют иметь больше передаточных чисел КПП, благодаря чему снижается общая рабочая частота вращения вала двигателя.

2. По сравнению с равносильным «атмосферным» двигателем двигатель с наддувом имеет меньшие габариты, а следовательно, выше механический КПД (меньше потери на газообмен и трение).

3. Малый вес двигателя с наддувом снижает вес автомобиля.

4. Наддув способствует повышению эффективного КПД.

Системы наддува можно разделить на следующие виды:

- механический наддув (привод компрессора от двигателя);
- газотурбинный наддув (газовая связь компрессора и турбины);
- наддув нагнетателем с электрическим приводом;
- инерционный наддув (использование колебаний потока);
- комбинированный наддув (механическая и газовая связь);
- гипербар (сверхдавление), система с дополнительной камерой сгорания для турбины.

Система с механическим приводом компрессора показана на рис. 8.1. Как правило, механические нагнетатели приводятся во вращательное движение от коленчатого вала при помощи ремённой или шестерённой передачи. Преимущество – жёсткая связь с коленчатым валом двигателя, недостаток – работает за счёт мощности двигателя, снижая его КПД. Механические нагнетатели целесообразно применять на двигателях малой мощности. Экономичность двигателя снижается в связи с расходом части полезной работы для привода нагнетателя. Системы механического наддува издадут шум, занимают большее место, чем другие системы.

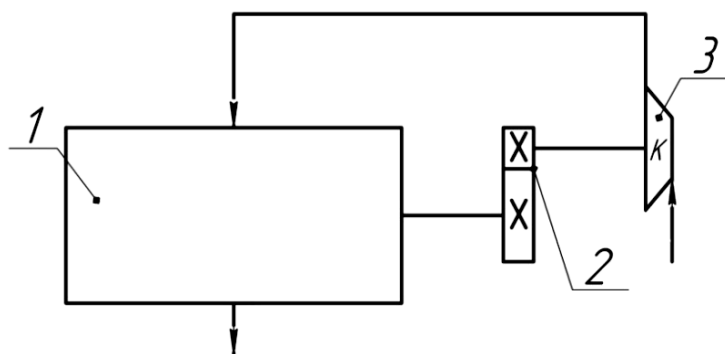


Рис. 8.1. Наддув двигателя при помощи приводного компрессора: 1 – ДВС; 2 – механическая повышающая передача; 3 – компрессор

В настоящее время широко используется газотурбинный наддув (рис. 8.2). Турбокомпрессор – это агрегат, состоящий из центробежного компрессора и газовой турбины, рабочие колеса которых расположены на одном валу. Вал колеса компрессора и турбины не связан с коленчатым валом. Поэтому турбокомпрессор называется свободным, а связь с двигателем – газовой.

Газовая турбина работает от выхлопных газов двигателя, энергия которых используется на привод компрессора. Газовая связь обеспечивает простоту конструктивного выполнения и удобную компоновку всего наддувочного агрегата. При сжатии воздуха в компрессоре его температура повышается, а плотность снижается. При высоких давлениях наддува требуется охлаждение воздуха, что увеличивает его плотность и массовое наполнение, снижает теплонапряженность двигателя, увеличивает экономичность.

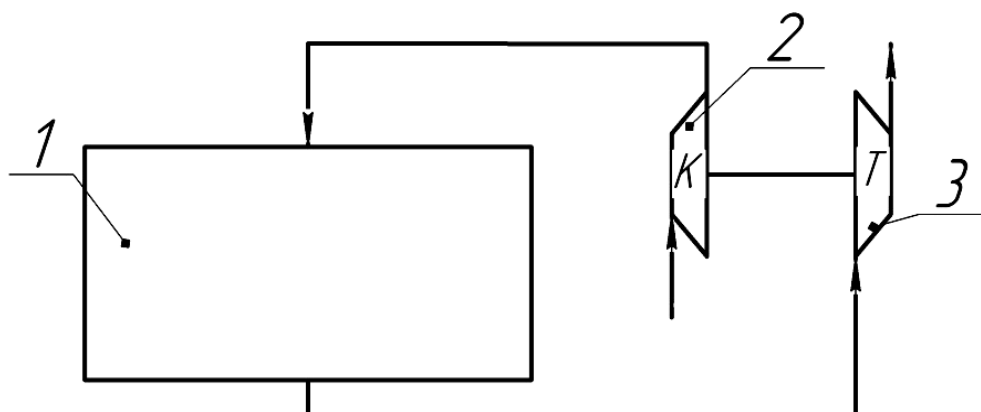


Рис. 8.2. Наддув двигателя при помощи центробежного компрессора:  
 1 – ДВС; 2 – компрессор центробежного типа;  
 3 – турбина радиально-осевая

На рис. 8.3 изображен комбинированный наддув. Данный вид наддува использует как механический привод нагнетателя от двигателя, так и газовую связь.

Данный вид наддува называют двухступенчатым. Первая ступень – приводной компрессор, который обеспечивает наддув на малых частотах вращения двигателя. А вторая ступень – турбокомпрессор. При достижении двигателем достаточных больших частот вращения компрессор первой ступени отключается, а при понижении – вновь вступает в работу.

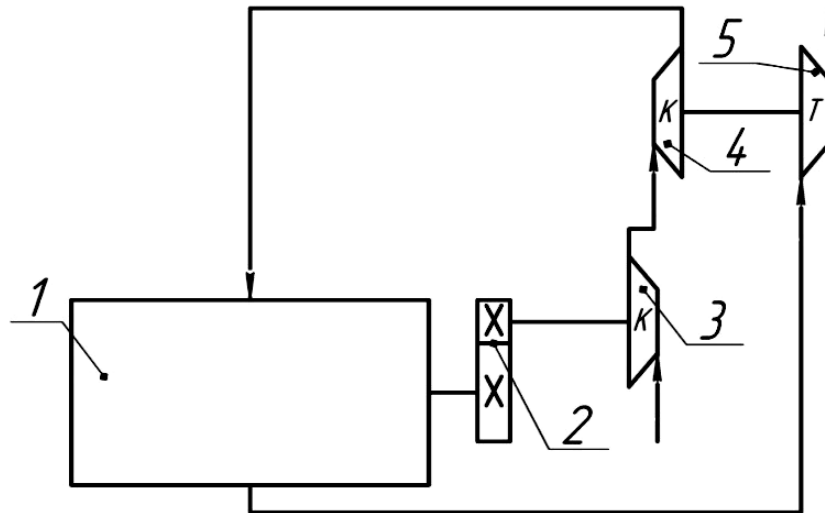


Рис. 8.3. Комбинированная система наддува:  
 1 – ДВС; 2 – повышающая механическая передача;  
 3 – приводной компрессор (объёмного типа, винтовой);  
 4 – компрессор центробежного типа; 5 – турбина

На рис. 8.4 показана система наддува Гипербар (сверх давление). Это еще один из способов наддува двигателя. Принцип работы данной системы такой же, как и системы наддува двигателя при помощи центробежного компрессора. Дополнительно в систему наддува установлена камера сгорания, в которую отдельно подается топливо и воздух. Поток газа, выходящий из камеры сгорания, дополнительно подводится к турбине, повышая ее частоту вращения. Это позволяет получить необходимую высокую производительность компрессора.

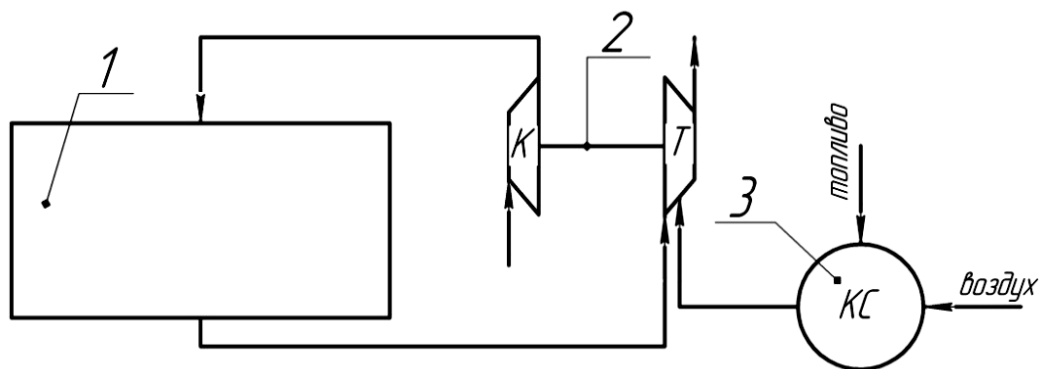


Рис. 8.4. Система наддува типа Гипербар:  
 1 – ДВС; 2 – турбокомпрессор; 3 – камера сгорания

Машины, предназначенные для повышения давления и перемещения газов, называют компрессорами. Компрессоры (агрегаты над-

дува) по конструктивному исполнению могут быть объемного или динамического типа. Агрегат (от лат. присоединяю) – укрупненный унифицированный элемент машины, выполняющий определенные функции. Наддув – это увеличение количества свежего заряда в цилиндре двигателя за счет повышения давления воздуха при впуске.

Сжатие газа и повышение давления путем сближения молекул может осуществляться в результате уменьшения объема рабочего пространства машины (поршневые, винтовые компрессоры). В динамических агрегатах (центробежные и осевые компрессоры) сжатие газа происходит путем разгона молекул и последующего торможения их в расширяющихся каналах (диффузорах) [31]. Движение газа может проходить в радиальном (по радиусу колеса) направлении и осевом (параллельно оси колеса).

В настоящее время в дизелях получил распространение газотурбинный наддув. В бензиновых двигателях малой мощности применяется механический наддув. Наддув с электрическим приводом может вытеснить известные системы подачи воздуха, так как частоту вращения колеса компрессора можно настроить в зависимости от карты характеристик, что позволит на любом режиме работы двигателя подавать в цилиндр оптимальное количество воздуха. Наддув за счёт колебания газового потока может быть осуществлён изменением длины впускных газопроводов (переключение на нужную длину впускного канала при помощи поворотной заслонки). В динамической системе наддува воздушный столб ускоряется и тормозится, поступая в цилиндр, повышая в нем давление. Ускорение воздушного потока происходит путём переключения на длинный впускной канал с узким сечением.

Для регулирования давления наддува применяют следующие системы: перепуск газа мимо турбины; использование турбины с изменяемой геометрией (поворот лопаток соплового аппарата); подвод газа на колесо турбины с различной скоростью (один или два подводящих канала); электрический регулируемый привод.

Турбины по конструктивному исполнению могут быть изобарными и импульсными. У импульсной турбины энергия газов в 1,3 раза больше, чем у изобарной, однако КПД на 10 – 15% ниже. Опыт эксплуатации турбин показывает, что при работе двигателя на основном номинальном режиме предпочтительнее изобарная турбина, а на режиме максимального крутящего момента – импульсная.

К входу турбины газ может подводиться изобарно (при постоянном давлении) и импульсно (лат. – удар, толчок). При изобарной системе выпускные патрубки всех цилиндров объединяются в общий коллектор и импульсы давления выравниваются. Изобарная система рекомендуется для двигателей, которые основное время работают на номинальном режиме (максимальная частота вращения вала и мощность двигателя). Данная система имеет простую конструкцию выпускного коллектора. Лопатки турбины работают при меньших колебаниях, и их надежность, долговечность увеличиваются. Более равномерное распределение воздуха независимо от числа цилиндров. К недостаткам следует отнести следующее:

1. При малых нагрузках имеет место обратный поток газов (давление газов в турбине больше давления воздуха на выходе из компрессора).

2. Двигатель обладает худшей приемистостью (способность быстро набирать скорость) по сравнению с импульсной турбиной.

Для двигателей, работающих основное время на режиме максимального крутящего момента (средние частоты вращения вала двигателя), целесообразно применять импульсные турбины. Для этой цели разделяют выпускные трубопроводы так, чтобы импульсы давления не смешивались.

На рис. 8.5 показан пример разделения выпускных трубопроводов для рядных и V-образных двигателей.

Более подробно рассмотрим методику создания системы импульсного наддува на примере двигателя 4ЧН 13/14 мощностью 80 кВт при частоте вращения  $1750 \text{ мин}^{-1}$ . Анализ фаз (греч. – явление) газораспределения показывает (рис. 8.6), что период выпуска составляет  $280^\circ$ . Между 1 и 4, а также 2 и 3 цилиндрами процесс выпуска отработавших газов составляет  $360^\circ$  (см. табл. на рис. 8.6). Если объединить 1 и 4 выпускные патрубки 1 и 4 цилиндров, а также 2 и 3 цилиндров, то импульсы давления, создаваемые на выпуске, без изменения дойдут до турбины. На рис. 8.6 показаны импульсы волны давления на выпуске 1 и 4 цилиндров ( $P_{\text{вып}}$ ) [37]. До периода продувки величина давления выпускных газов  $P_{\text{вып}}$  превышает значение давления наддува  $P_k$ . Но когда впускной и выпускной клапаны открыты (период продувки), то  $P_k$  становится больше  $P_{\text{вып}}$ . Продувка цилиндров от остаточных газов под действием перепада давления становится более эффективной. Уменьшается работа на выталкивание отработавших газов.

Для эффективной работы системы наддува с импульсной турбиной необходимо в момент перекрытия клапанов (впускной и выпускной клапаны открыты), лучшей продувки, меньшей затраты энергии должно соблюдаться условие  $P_k > P_{\text{вып}}$ . До периода продувки давление выпускных газов должно быть больше давления наддува  $P_{\text{вып}} > P_k$ . При этом подводится к турбине больше энергии выпускными газами. Это важно при работе двигателя на средних частотах (режим максимального крутящего момента).

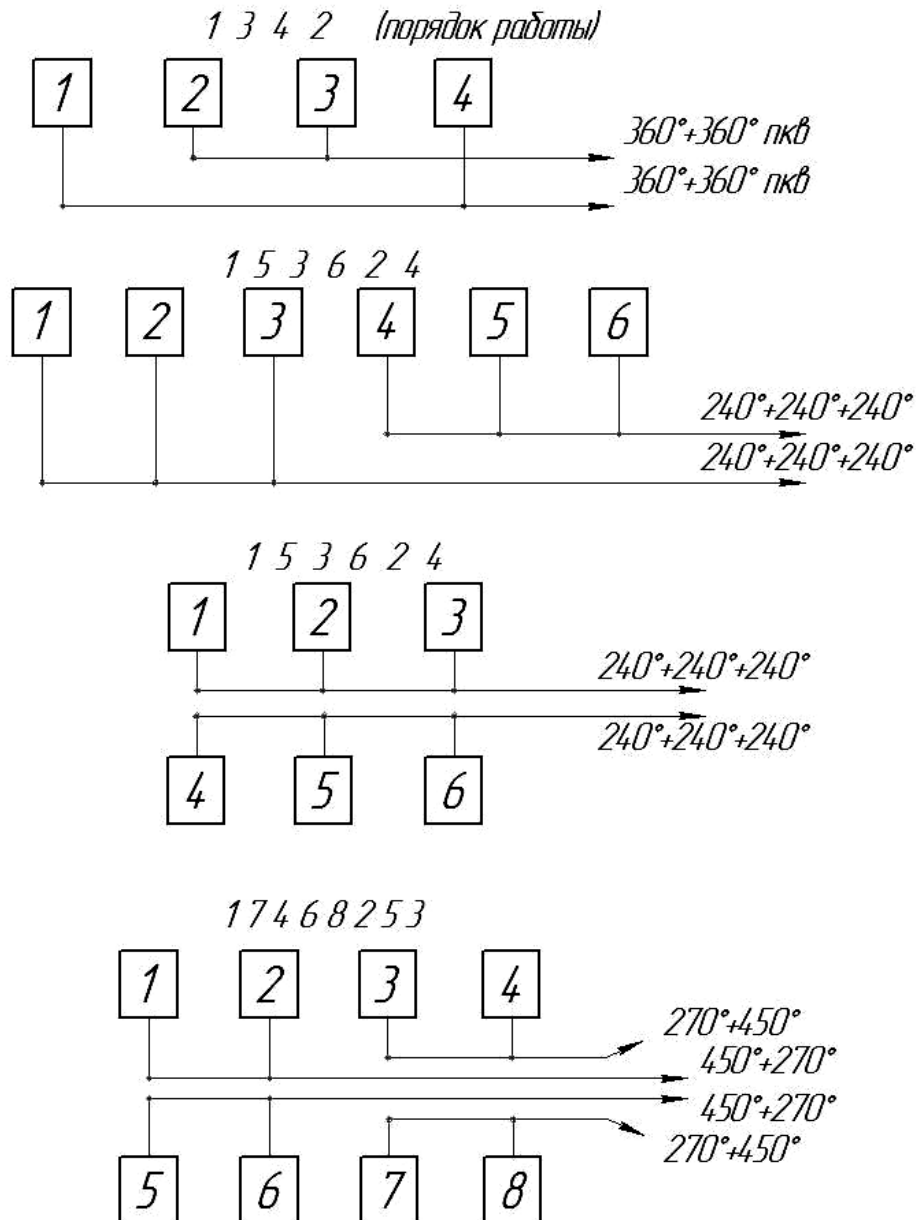
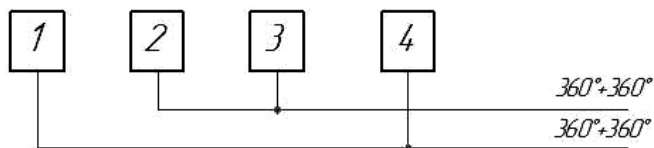
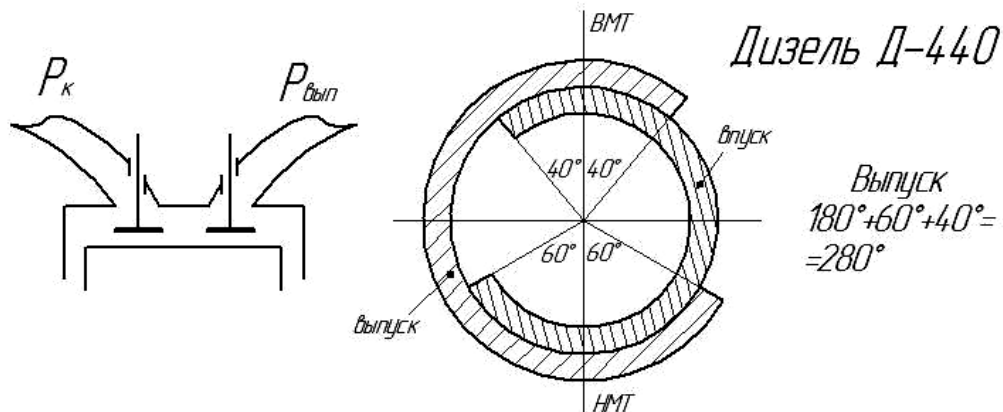


Рис. 8.5. Примеры разделения выпускных трубопроводов и объединения их в группы при импульсной системе наддува

Фазы газораспределения



	0°	180°	360°	540°	720°
1	вып				
2					вып
3		вып			
4			вып		

1 и 4 – 360°  
 2 и 3 – 360°

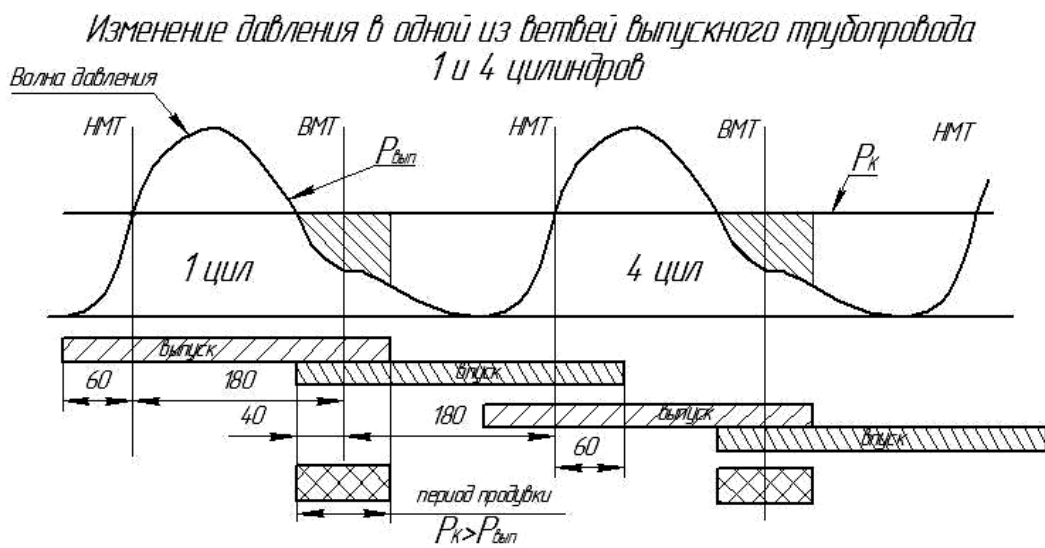


Рис. 8.6. Разделение цилиндров двигателя 4ЧН 13/14 и изменение давления на выпуске

При сжатии воздуха в компрессорах его температура повышается, а плотность снижается. При высоких давлениях наддува требуется охлаждение воздуха, что увеличивает его плотность и массовое наполнение, снижает тепловую напряженность двигателя, увеличивает экономичность. При снижении температуры воздуха при наддуве на 10 °С мощность двигателя возрастает на 2–3%, а расход топлива снижается на 1%. Обычно нагретый воздух после компрессора охлаждаются в теплообменных аппаратах (воздух – воздух, воздух – вода, воздух – топливо) [32].

## 8.2. Устройство агрегатов наддува

Рассмотрим современные конструкции агрегатов наддува.

На рис. 8.7 приведена конструкция роторного нагнетателя типа Рутс. В нем порции воздуха проталкиваются лопастями роторов к впускному коллектору. Вал нагнетателя жестко связан с коленчатым валом двигателя [33].

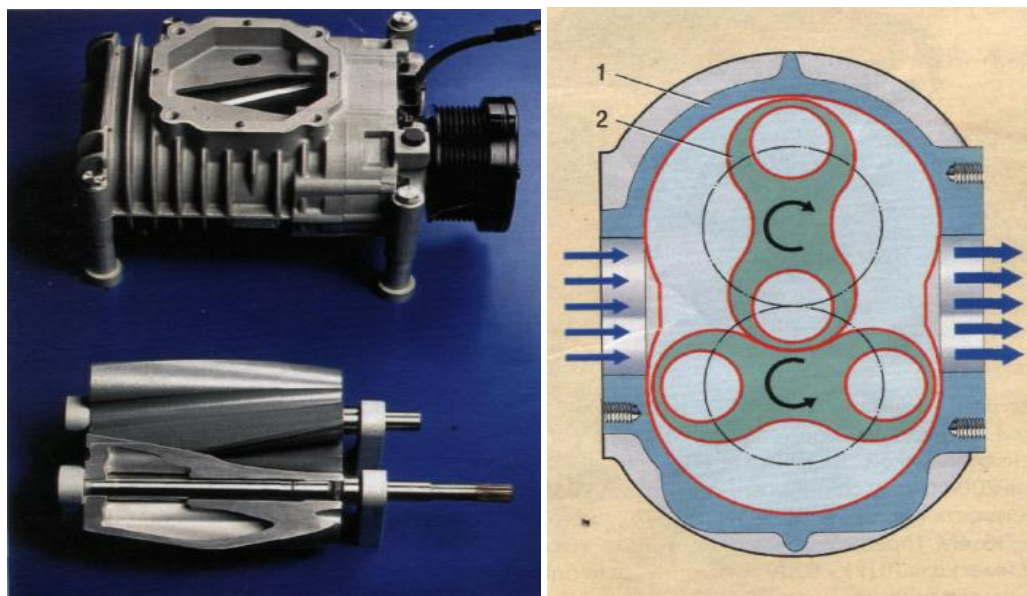


Рис. 8.7. Механический нагнетатель типа Рутс:  
1 – корпус; 2 – вращающийся ротор

Как правило, механические нагнетатели приводятся во вращательное движение от коленчатого вала ремнем или шестеренной передачей. Преимущество – жесткая связь с коленчатым валом двигателя, недостаток – работает за счёт мощности двигателя, снижая его КПД.



Механические нагнетатели целесообразно применять на двигателях малой мощности. На рис. 8.8 представлена компоновка механического нагнетателя на двигателе.

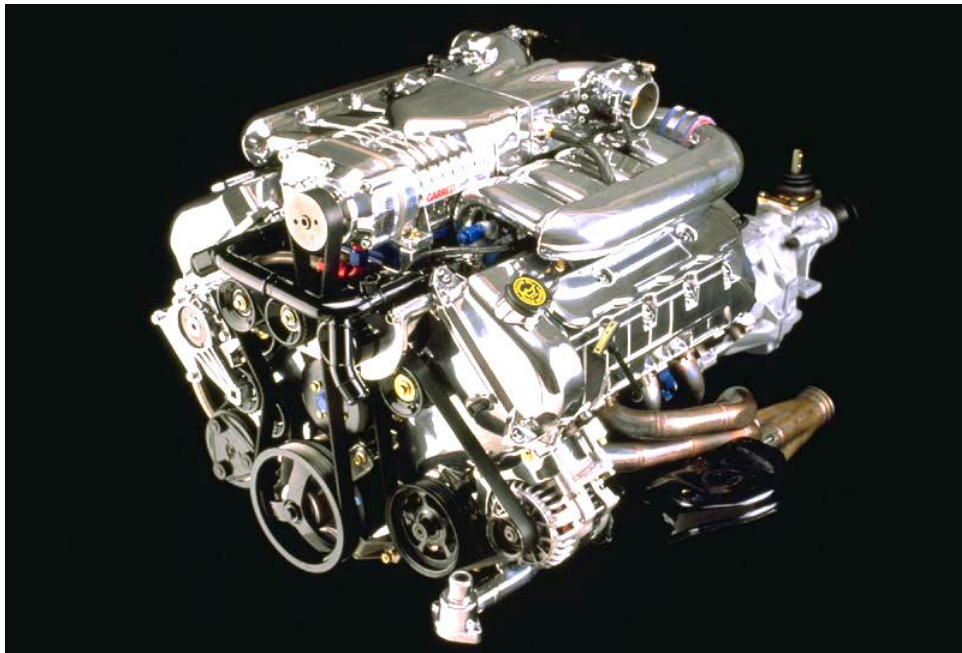


Рис. 8.8. Компоновка на двигателе механического нагнетателя

Упрощенная схема агрегата наддува с газовой связью (динамического типа) приведена на рис. 8.9. Отработавшие газы двигателя, обладая энергией скорости, энергией давления, тепловой (внутренней) энергией, поступают в улитку турбины, а из нее в радиальном (по радиусу) направлении поступают на криволинейные лопатки колеса турбины. Газы обтекают криволинейные лопатки, изменяют направление движения, приводят во вращение колесо и выходят в осевом направлении. Такие турбины называют радиально-осевыми. В них наиболее полно срабатывается энергия отработавших газов.

На одном валу с турбиной жестко закреплено колесо компрессора. Турбина приводит колесо компрессора во вращательное движение. Колесо имеет криволинейные лопатки, которые захватывают частицы воздуха, увлекая их во вращательное движение. Под действием центробежной силы молекулы воздуха отбрасываются от центра колеса на периферию (окраину), приобретая кинетическую энергию (энергию скорости). В расширяющихся каналах (диффузорах, улитке) кинетическая энергия преобразуется в энергию давления (молекулы воздуха сближаются). На выходе из компрессора давление воздуха

становится выше атмосферного, что обеспечивает наддув двигателя. В цилиндры двигателя поступает больше воздуха, что позволяет увеличить подачу топлива и повысить мощность двигателя.

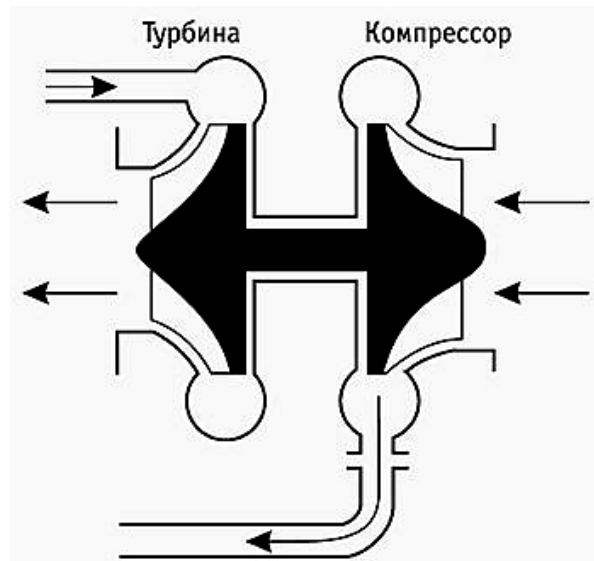


Рис. 8.9. Общая схема турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной (ТКР)

На рис. 8.10 показан турбокомпрессор, выполненный совместно с выпускным коллектором и автоматическим регулированием давления воздуха в центробежном компрессоре.



Рис. 8.10. Турбокомпрессор, выполненный совместно с выпускным коллектором

На рис. 8.11 показана конструкция турбокомпрессора с перепуском части отработавших газов мимо турбины. Данный способ автоматического регулирования турбины позволяет перепускать часть отработавших газов, минуя колесо турбины. Отвод части энергии снижает (ограничивает) максимальные частоты вращения колеса турбины и давление воздуха на выходе из компрессора.



Рис. 8.11. Турбокомпрессор с системой перепуска части отработавших газов мимо турбины

На рис. 8.12 показан общий вид турбокомпрессора. В разрезе видим колесо компрессора (с левой стороны) и турбины (с правой стороны).



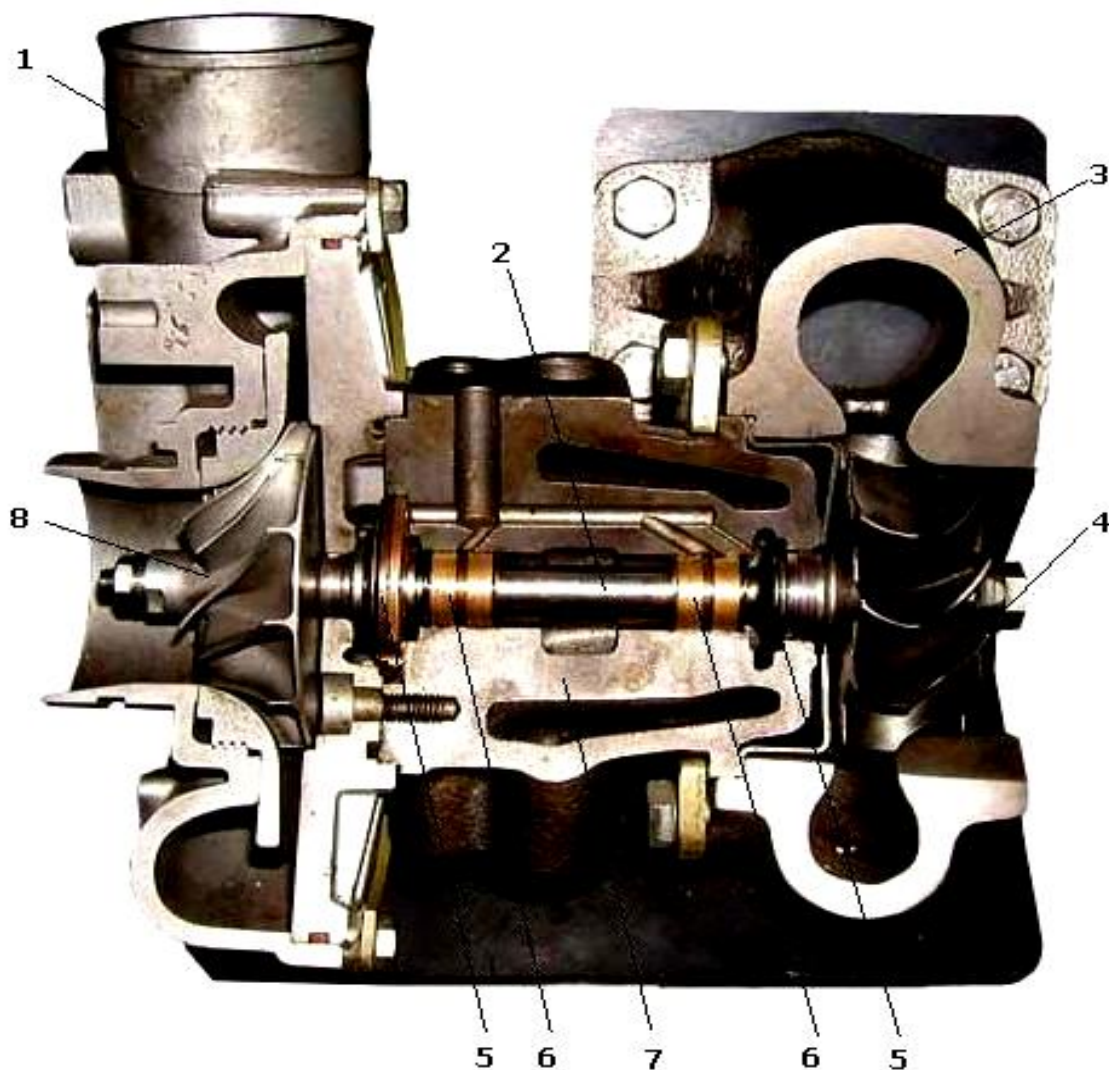


Рис. 8.12. Турбокомпрессор:

- 1 – корпус компрессора; 2 – вал ротора; 3 – корпус турбины;  
 4 – колесо турбины; 5 – уплотнения; 6 – подшипники  
 скольжения; 7 – корпус подшипников;  
 8 – колесо компрессора

Принципиальная схема турбины с изменяемой геометрией показана на рис. 8.13. Лопатки 4 и 5 могут поворачиваться при помощи кулачка 3 или подвижного кольца 2. Газ (А) входит в улитку турбины, плавно изменяя направление движения, и радиально поступает на лопатки колеса (Б). Газы обтекают лопатки колеса, отдают им свою энергию (кинетическая энергия переходит в энергию давления), приводя колесо во вращательное движение. От колеса газы выходят в осевом направлении, такие турбины называют радиально-осевыми.

На рис. 8.14 показан турбокомпрессор с электронным блоком управления. Исполнительный механизм электронного блока поворачивает лопатки соплового аппарата, изменяя угол входа газа на лопатки турбины, и соответственно частоту вращения колеса.

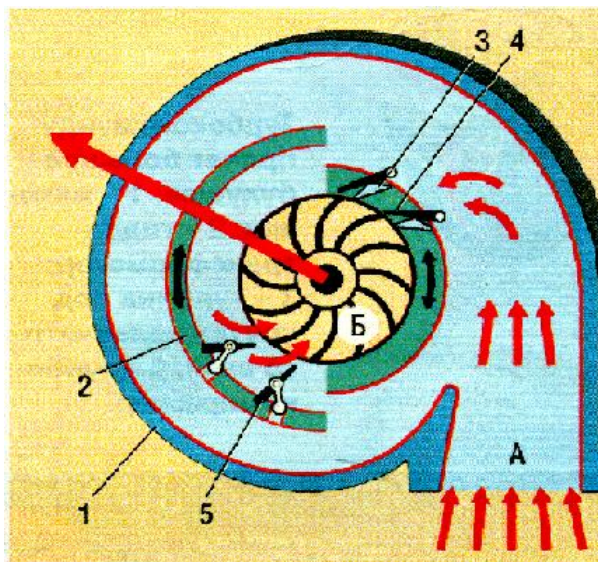


Рис. 8.13. Турбина с изменяемой геометрией соплового аппарата (поворот лопаток)

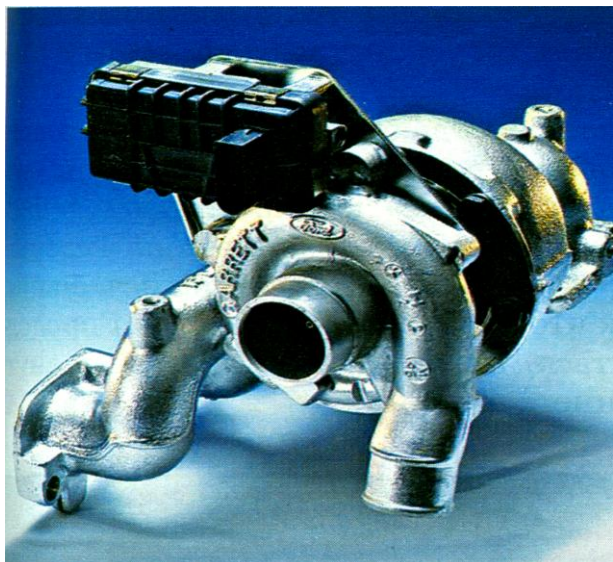


Рис. 8.14. Турбокомпрессор с электронным блоком управления

На рис. 8.15 приведена система наддува двигателя, оборудованного двумя турбокомпрессорами. В зависимости от положения клапана (клапан закрыт), расположенного в выпускном коллекторе, отработавшие газы направляются последовательно в первую и вторую турбины (схема *a*). При открытом клапане (схема *б*) газы параллельно движутся к турбинам. При малых частотах вращения коленчатого вала двигателя (движение машины с места) работает в основном один турбокомпрессор высокого давления. С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя открывается клапан и вступает в работу второй турбокомпрессор. Последовательная и параллельная работа турбокомпрессоров позволяют для разных скоростных и нагрузочных режимов обеспечивать оптимальную подачу воздуха с учётом поступающего в цилиндры количества топлива.



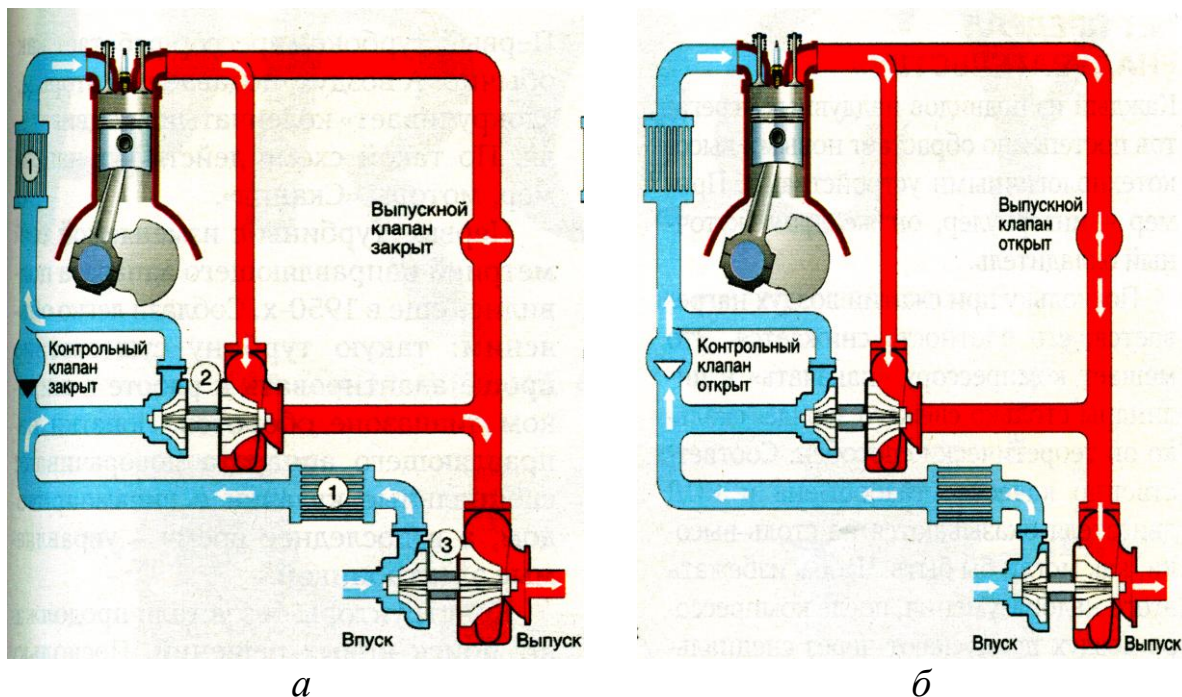


Рис. 8.15. Схема наддува двигателя с двумя турбокомпрессорами:  
*а* – последовательное включение; *б* – параллельное включение

Схема наддува с двумя последовательными турбокомпрессорами – это редкость в мире автомобильных двигателей (рис. 8.16). Раньше такой битурбонаддув применяли на двигателях фирмы Maserati, а нынче «двойной последовательный» наддув серийно применяет BMW, да и то на дизельных двигателях. Концерн Volkswagen предлагает новую схему – на Франкфуртском автосалоне демонстрировался первый в мире бензиновый мотор 1,4 FSI Twin-charger, в конструкции которого объединены непосредственный впрыск и соединенные последовательно турбокомпрессор и механический нагнетатель.

Идея такова. На малых оборотах наддув обеспечивает роторный компрессор типа Roots с приводом от коленчатого вала двигателя [30]. Агрегат, разработанный совместно с инженерами фирмы Eaton, уже при частоте вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$  развивает максимальное давление в  $0,25 \text{ МПа}$ . При частоте вращения более  $2400 \text{ мин}^{-1}$  к компрессору подключается турбокомпрессор, который после частоты  $3500 \text{ мин}^{-1}$  работает в одиночку. В итоге двигатель рабочим объемом всего  $1,4 \text{ л}$  развивает мощность  $140 \text{ кВт}$  и крутящий момент  $240 \text{ Н}\cdot\text{м}$  как «атмосферник» с рабочим объемом  $2,3 \text{ л}$ .

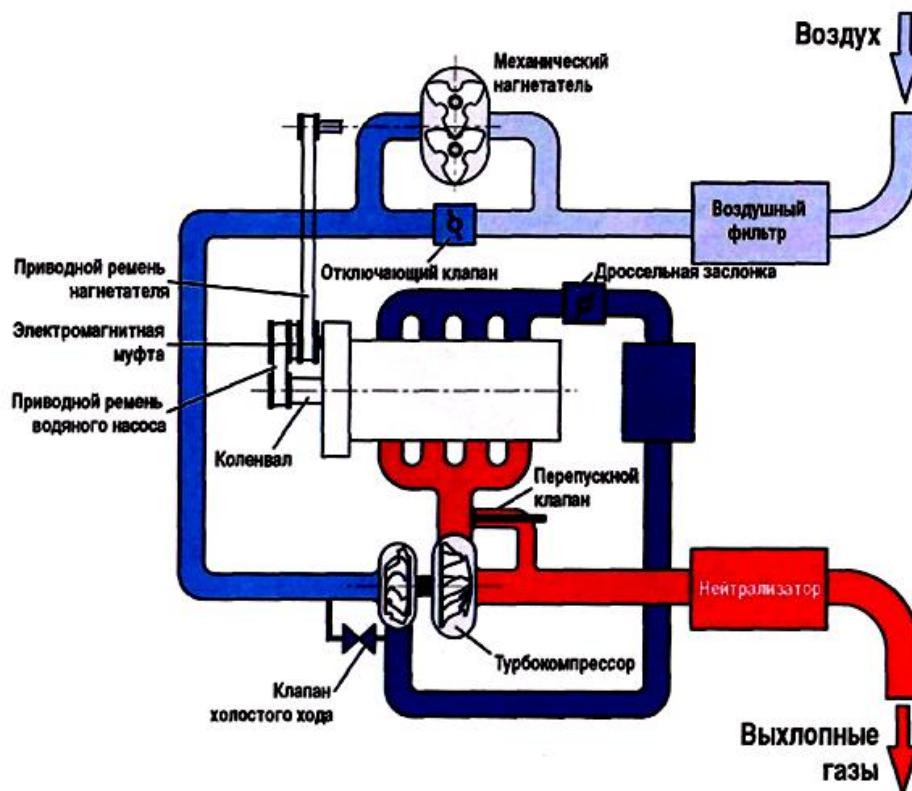


Рис. 8.16. Двойная система подачи воздуха с механическим и газотурбинным наддувом

Данная схема наддува на всех режимах работы двигателя обеспечивает требуемое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. С какой целью применяется наддув воздуха в цилиндры двигателя?
2. Как устроен компрессор объемного и центробежного типа?
3. Укажите преимущества и недостатки механического, газотурбинного, комбинированного наддува.
4. В чем заключается особенность системы наддува типа Гипербар?
5. Как конструктивно выполняют коллектор выпускных газов для создания системы импульсного наддува?
6. Какие вы знаете системы автоматического регулирования давления воздуха на выходе из компрессора?
7. Как работает двойная система подачи воздуха с механическим и газотурбинным наддувом?
8. Укажите конструктивные особенности системы наддува двигателя с двумя турбокомпрессорами, работающими последовательно и параллельно.

## 9. РОТОРНЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬ ТИПА РУТС

Объемный роторный нагнетатель воздуха типа Рутс (Roots) получил свое название по имени изобретателей братьев из Америки Френсиса и Филандера Рутс (1860 год). Первоначально этот механизм использовался для вентиляции промышленных помещений и шахт.

Готтлиб Даймлер из Германии в 1885 году усовершенствовал роторный нагнетатель братьев Рутс. В 1900 году с конвейера сошел первый серийный автомобиль марки Daimler-Benz с механическим нагнетателем типа Рутс.

На рис. 9.1 представлен общий вид современного нагнетателя типа Рутс с автоматическим регулированием давления нагнетаемого воздуха. Система наддува оборудована приводным компрессором и имеет механическую связь. Компрессоры типа Рутс относятся к классу объемных нагнетателей [33]. Конструкция их довольно проста и более всего напоминает масляный шестеренный насос.

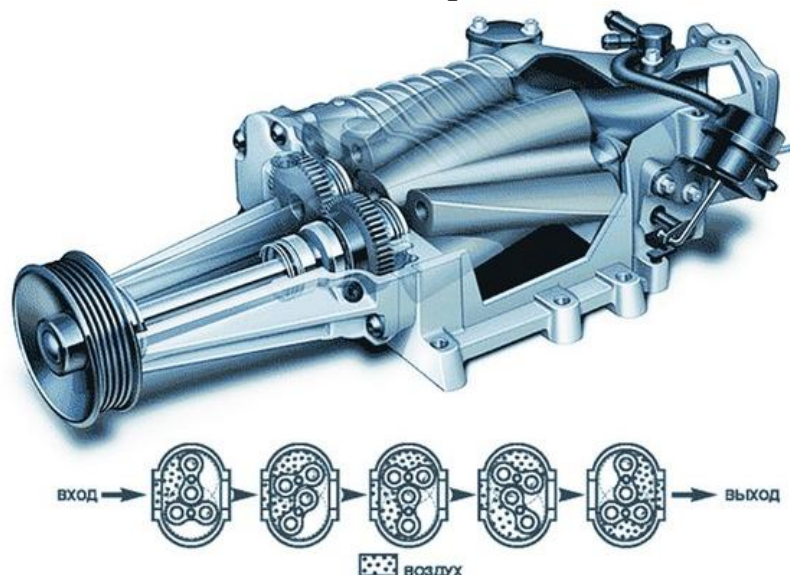


Рис. 9.1. Общий вид нагнетателя типа Рутс и последовательность продвижения воздуха за 0,5 оборота ротора

На рис. 9.2 показан привод роторного нагнетателя. От вала двигателя крутящий момент передается при помощи клиноременной передачи на шкив ведущего вала роторного нагнетателя (компрессора). При помощи шестеренной передачи (ведущей и ведомой шестерни) приводится во вращение ведомый вал. Роторы жестко закреплены на валах и вращаются в разные стороны.



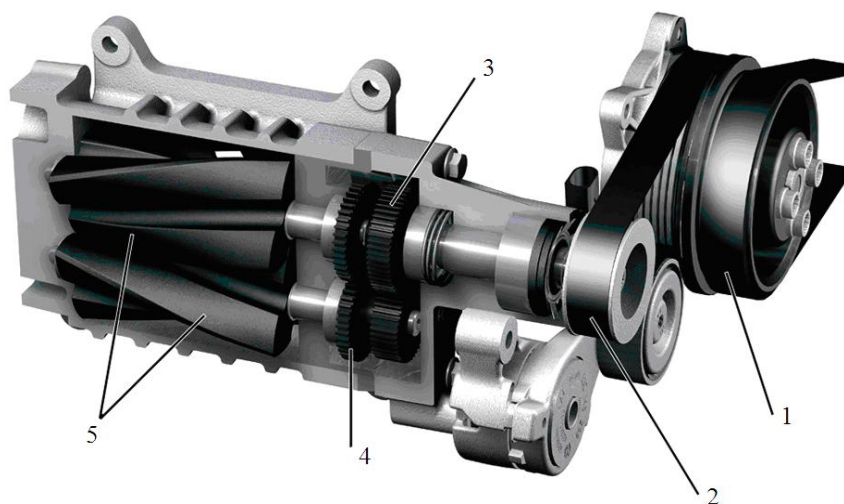


Рис. 9.2. Привод роторного компрессора:  
 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ведущая шестерня;  
 4 – ведомая шестерня; 5 – роторы

Роторно-лопастные нагнетатели состоят из двух фасонных роторов, насаженных на параллельные валы, которые вращаются в корпусе нагнетателя в разные стороны. Валы роторов вращаются в подшипниках и связаны между собой при помощи шестерен. Постановка шестерен на каждый вал обеспечивает при вращении одного из роторов передачу вращения другому ротору. Профиль роторов выбирается с таким расчетом, чтобы между ними и корпусом нагнетателя был малый зазор. Роторы нагнетателей выполняются с двумя или тремя лопастями (зубцами).

На рис. 9.3 приведены два вида трехлопастных роторов – с прямым зацеплением (*а*) и винтовым (*б*). Винтообразные роторы применяются для уменьшения шума в процессе работы.

Основным преимуществом роторного компрессора, обеспечивающего механический наддув воздуха, является жесткая связь его вала привода с валом двигателя. Компрессор всегда готов подавать сжатый воздух в цилиндры двигателя. Нет необходимости ждать пока роторы раскрутятся и выйдут на свои расчетные частоты вращения. Это обеспечивает необходимый наддув двигателя при разгоне автомобиля с места и работе на переходных режимах. Преимуществом двигателей с механическим наддувом является хороший пуск и удовлетворительная приемистость (способность быстро набирать скорость вращения коленчатого вала).

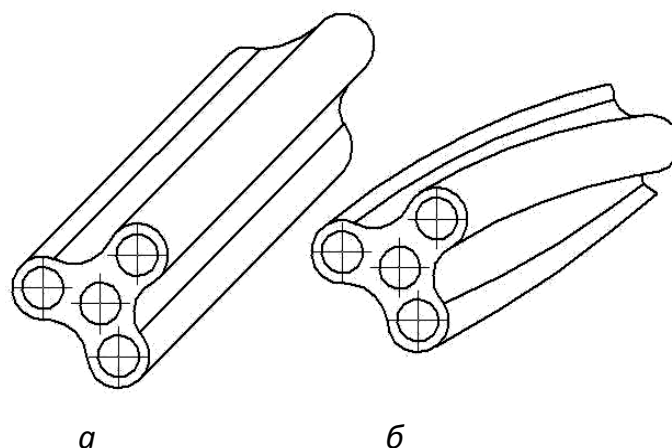


Рис. 9.3. Виды роторов: *a* – прямой; *б* – винтовой

У данного типа нагнетателя недостатком является шум при работе, ухудшение экономичности в результате отбора части мощности двигателя для вращения роторов компрессора. При высоких частотах вращения вала двигателя и скорости вращения роторов (передаточное отношение от вала двигателя к валу компрессора может достигать 1:5) давление воздуха в полости нагнетания резко увеличивается. Через зазоры между роторами и корпусом компрессора сжатый воздух из полости нагнетания частично перетекает в полость всасывания, что снижает КПД нагнетателя. По этой причине абсолютное давление наддува рекомендуют не выше 0,18 МПа (избыточное 0,08 МПа).

При повороте по часовой стрелке верхнего ротора (рис. 9.4), а нижнего против часовой стрелки воздух (газ), находящийся в объеме между впадиной верхнего ротора и окружностью корпуса нагнетателя, перемещается из области впускного отверстия (*a*) в полость нагнетания (*c*), в которой объем уменьшается, а давление повышается.

В процессе дальнейшего вращения нижний ротор захватывает (зачерпывает) воздух (*b*) и подобно верхнему ротору переносит его из полости всасывания (*a*) в полость нагнетания (*c*). При вращении роторов объем всасывающей полости увеличивается в размере и давление в ней становится меньше атмосферного. Под действием разности давлений воздух из атмосферы поступает во впускное отверстие и в камеру всасывания. За один оборот ( $360^{\circ}$ ) роторов происходит два нагнетания воздуха.

Конструктивно корпус нагнетателя можно представить состоящим из двух полуокружностей, где вращаются два ротора, и двух боковых крышек, в которых выполнены отверстия для всасывания и нагнетания воздуха.

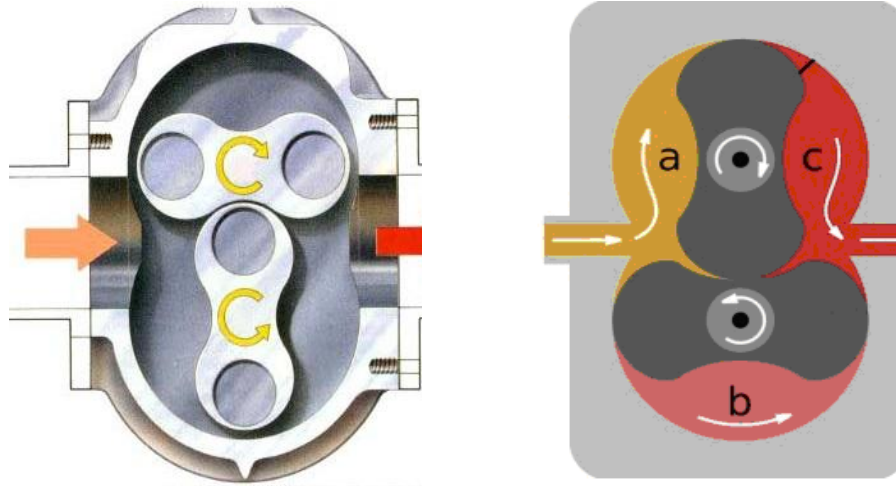


Рис. 9.4. Поперечный разрез роторного компрессора и схема продвижения воздуха в его каналах

**Требуемое массовое количество воздуха за одну секунду для двигателя (дизеля) определим из выражения [34]**

$$M_B = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \varphi}{3600} \text{ кг/с,} \quad (9.1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха (1,6 – 2,0) для дизеля;  $L_0$  – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива (14,5 кг);  $g_e$  – удельный расход топлива для дизеля, 0,18 – 0,22 кг/(кВт·ч);  $N_e$  – мощность двигателя, кВт;  $\varphi$  – коэффициент продувки (1,1 – 1,2).

Для бензиновых двигателей коэффициент  $\alpha$  принимают равным единице, а удельный эффективный расход топлива может быть равен 0,25 – 0,3 кг/(кВт·ч).

Для определения давления воздуха на выходе из нагнетателя и входе в цилиндры двигателя необходимо знать **среднее эффективное давление  $P_e$** . Найдем величину  $P_e$  с использованием формулы (9.2). Для четырехтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120}, \quad (9.2)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, л;  $i$  – число цилиндров;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

После преобразования выражения (9.2) получим

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n} \text{ МПа.} \quad (9.3)$$

Величину давления воздуха на выходе из нагнетателя для четырехтактных двигателей определяем из соотношения

$$P_k = (0,15 - 0,18)P_e, \quad (9.4)$$

для двухтактных двигателей

$$P_k = (0,2 - 0,28)P_e.$$

**Степень повышения давления** в компрессоре

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_0}, \quad (9.5)$$

где  $P_0$  – давление на входе в нагнетатель (атмосферное давление).

Величина  $\pi_k$  для нагнетателей роторного типа не должна превышать 1,8.

Если допустить, что утечки воздуха через зазоры отсутствуют, то **теоретическая объемная подача воздуха** за один оборот роторов определится из выражения

$$V_m = 2 S \cdot l, \quad (9.6)$$

где  $S$  – разность между площадью круга, описанного внешним диаметром ротора, и площадью ротора в поперечном сечении;  $l$  – длина ротора.

Величину  $S$  можно определить по формуле

$$S = \pi D^2 / 4 - F_p, \quad (9.7)$$

где  $D$  – наружный диаметр ротора;  $F_p$  – площадь поперечного сечения ротора.

Подставив значения  $S$  в уравнение (9.6), получим

$$V_m = 2 S \cdot l = 2 (\pi D^2 / 4 - F_p) \cdot l = \pi D^2 / 2 (1 - 4 F_p / \pi D^2) \cdot l. \quad (9.8)$$

Обозначим выражение  $1 - (4 F_p / \pi D^2)$  через  $\chi$ , которое характеризует полноту использования площади круга, описываемого ротором, получим

$$V_m = (\pi D^2 / 2) \cdot \chi \cdot l. \quad (9.9)$$

Конструкцию ротора выполняют с двумя или тремя лопастями. Значение коэффициента  $\chi$  может лежать в пределах 0,5 – 0,7. Более точная величина коэффициента  $\chi$  определяется расчетным или графическим путем с использованием миллиметровой бумаги.

Теоретическая массовая подача воздуха

$$M_m = V_m \cdot n \cdot \rho_e / 60 \text{ кг/с}, \quad (9.10)$$

где  $n$  – частота вращения вала ротора в минуту,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\rho_e$  – плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$  (для атмосферных условий  $\rho_e = 1,15 \text{ кг/м}^3$ ).

Например, при  $D = 0,1 \text{ м}$ ;  $l = 0,3 \text{ м}$ ;  $\chi = 0,5$ ;  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\rho_e = 1,15 \text{ кг/м}^3$  значение  $M_m = 0,27 \text{ кг/с}$ .

Действительная (реальная) подача воздуха будет меньше теоретической в результате утечек воздуха через зазоры между роторами и корпусом нагнетателя.

Коэффициент расхода  $\mu_p$  определяют как отношение действительной подачи (расхода) воздуха  $M_\delta$  к теоретической подаче  $M_m$ , тогда

$$M_\delta = \mu_p \cdot M_m. \quad (9.11)$$

Величина  $\mu_p$  для роторного нагнетателя ЯАЗ-204 [35] при частоте вращения ротора  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и изменении степени повышения давления от 1,1 до 1,8 уменьшилась с 0,8 до 0,5. При доводочных испытаниях двигателя совместно с роторным нагнетателем необходимо задаваться экспериментальным значением  $\mu_p$  с учетом частоты вращения ротора нагнетателя и давления наддува. Для  $\mu_p = 0,65$  для  $M_m = 0,27 \text{ кг/с}$  величина действительной подачи  $M_\delta = 0,175 \text{ кг/с}$ .

Определив для данного типа двигателя требуемое массовое количество воздуха за одну секунду по формуле (9.10), делают вывод о правильном выборе конструктивных параметров нагнетателя и частоты вращения роторов (величина  $M_\delta = M_\delta$ ). При выборе марки нагнетателя роторного типа для двигателя определенной мощности обычно используют данные завода-изготовителя.

Диагностирование роторного нагнетателя выполняют с использованием манометров, для измерения давления воздуха на входе и выходе, и расходомера. Необходимо также контролировать состояние зубчатых колес, подшипников качения и зазора между роторами.

### ***Контрольные вопросы и задания***

- 1. Что представляет собой конструкция объёмного роторного компрессора типа Рутс?*
- 2. Преимущества и недостатки роторного компрессора типа Рутс.*
- 3. Какие бывают по конструктивному исполнению роторы компрессора типа Рутс?*
- 4. Укажите допустимую величину давления на выходе роторного компрессора.*
- 5. Укажите последовательность расчёта роторного компрессора типа Рутс.*
- 6. В чём заключается отличие теоретической подачи воздуха от действительной подачи?*
- 7. Какие приборы необходимы для диагностирования роторного компрессора?*

## 10. РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

### 10.1. Методика расчёта центробежного компрессора с радиальным выходом лопаток

Главное назначение центробежного компрессора – обеспечение двигателя внутреннего сгорания на всех режимах работы необходимым количеством воздуха (кислородом), способствуя полному сгоранию топлива при минимальном удельном расходе и низкой токсичности отработавших газов. Двигатель форсируется за счет увеличения плотности воздуха, нагнетаемого в цилиндр, и повышения подачи топлива.

Центробежный компрессор относится к лопаточным машинам, принцип работы которых основан на динамическом взаимодействии высокоскоростного потока газа с лопатками рабочего колеса и лопатками неподвижных элементов машины.

В современных двигателях для повышения плотности воздуха применяют преимущественно центробежные компрессоры с радиальными лопатками. Компрессор устанавливается на одном валу с газовой турбиной, такой агрегат получил название «турбокомпрессор». Отработавшие газы поступают на колесо турбины под переменным (импульсно) или постоянным (изобарно) давлением [34]. В настоящей главе расчеты выполнены для изобарной турбины.

При расчете компрессора определяют требуемое количество воздуха для двигателя, подачу воздуха одним компрессором (если их несколько), степень повышения давления, прототип, наружный диаметр колеса, частоту вращения, общую работу, затраченную на впуск, сжатие и нагнетание воздуха, изменение температуры, давления в каналах компрессора и коэффициент полезного действия (КПД).

**Прототип** – образец изделия, явившийся основой или примером для разработки нового изделия, улучшенного с исходным образцом. В данном расчете прототип выбирается по требуемому массовому расходу воздуха и необходимому давлению наддува для двигателя с заданными техническими характеристиками.

На рис. 10.1 показан разрез турбокомпрессора. В левой части изображен разрез компрессора, а в правой – турбины. Колеса компрессора и турбины жестко расположены на одном валу. Смазка подшипника скольжения вала производится под давлением от систе-

мы смазки двигателя. Охлаждение турбокомпрессора осуществляется потоком масла или циркулирующей жидкостью из системы охлаждения двигателя.

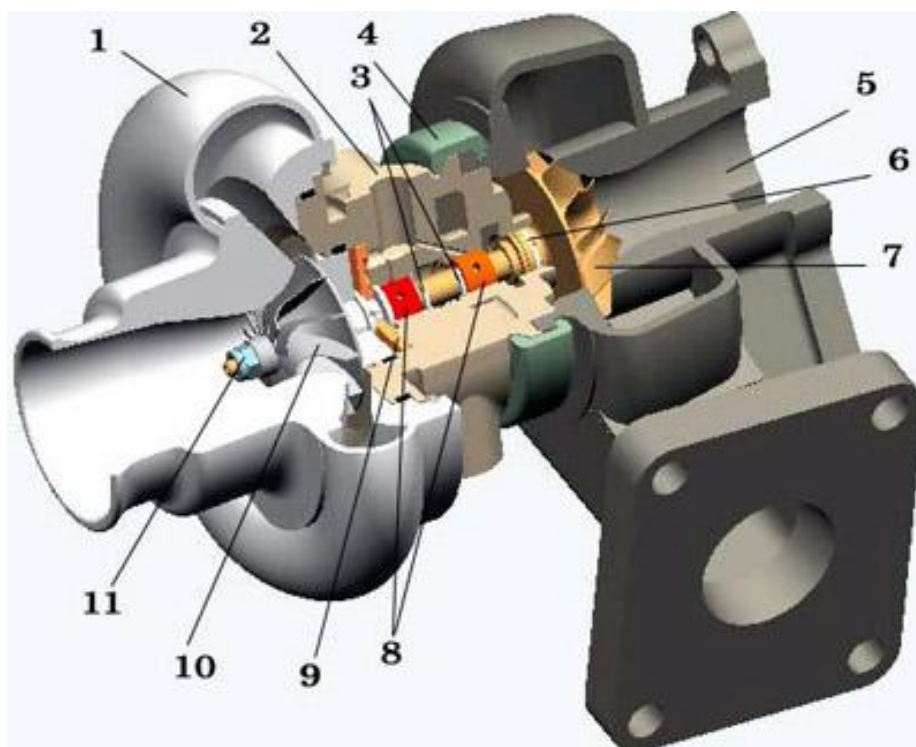


Рис. 10.1. Общий вид турбокомпрессора:  
1 – корпус (улитка) центробежного компрессора;  
2 – средний корпус с подшипниками скольжения;  
3 – стопорные кольца; 4 – стяжной хомут для соединения  
среднего корпуса и корпуса турбины; 5 – корпус турбины;  
6 – уплотнения; 7 – колесо турбины; 8 – подшипники  
скольжения; 9 – упорный (аксиальный) подшипник;  
10 – колесо компрессора; 11 – гайка крепления  
колеса компрессора

Расчет ступени компрессора начинают с определения **массового секундного расхода воздуха**, проходящего через его каналы. Проточной частью компрессора или турбины называют систему устройств, по которым движется газ. Скорость газа в проточной части установок изменяется путем **геометрического воздействия** (изменением площади поперечного сечения потока по его длине). В компрессоре энергия к воздуху подводится только в рабочем колесе (подвод технической или располагаемой работы путем вращения колеса), в

других каналах она только преобразуется. Расчет компрессора выполняют в следующей последовательности:

**Сначала определяют скорость воздуха, затем его температуру, давление и плотность ( $C \rightarrow T \rightarrow P \rightarrow \rho$ ).**

Зная подачу воздуха компрессором и поперечное сечение каналов компрессора, находится средняя скорость воздуха (при необходимости потери энергии), затем температура, давление и плотность. В результате торможения потока газа в расширяющихся каналах молекулы воздуха сближаются и температура повышается. По изменению температуры определяют давление и плотность газа.

**10.1. Требуемое массовое количество воздуха** для работы двигателя определяем из выражения [35]

$$M_{Д} = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \varphi}{3600} \text{ кг/с,} \quad (10.1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха (1,6 – 2,0) для дизеля, для бензинового двигателя  $\alpha = 1$ ;  $L_0$  – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива (14,5 кг);  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива (0,18 – 0,22 кг/(кВт·ч));  $N_e$  – мощность двигателя, кВт;  $\varphi$  – коэффициент продувки (1,1 – 1,2).

**10.2. С учетом выбранного числа компрессоров  $i_k$  необходимую подачу воздуха** одним компрессором находим по формуле

$$M_{К} = \frac{M_{Д}}{i_k}. \quad (10.2)$$

Для двигателей с рядным расположением цилиндров обычно устанавливают один компрессор, для V – образных – два.

**10.3. Определим среднее эффективное давление  $P_e$ .** Для четырехтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120}, \quad (10.3)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, л;  $i$  – число цилиндров;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

После преобразования выражения (10.3) получим

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n} \text{ МПа.}$$

**10.4. Величину давления воздуха на выходе из компрессора** для четырехтактных двигателей определяем из выражения



$$P_k = (0,15 - 0,18)P_e ,$$

для двухтактных двигателей

$$P_k = (0,2 - 0,28)P_e . \quad (10.4)$$

Степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = \frac{P_k}{P_0}$ ,

где  $P_0$  – давление на входе в компрессор (атмосферное давление).

Зная  $\pi_k$  и  $M_k$ , по графику характеристик турбокомпрессоров  $\pi_k$  – расход воздуха  $M_k$  (рис. 10.2) – выбираем **прототип компрессора**. Значения  $\pi_k$  и  $M_k$  при выборе прототипа компрессора (их точка пересечения) должны быть в зоне максимального адиабатного КПД. При выборе прототипа важным является определение **наружного диаметра** колеса компрессора. Выбор диаметра колес компрессора и турбины необходим для начала расчета турбокомпрессора. В процессе расчета уточняются размеры колеса, диффузора, спиральной камеры (улитки), определяется адиабатный КПД и делается выбор требуемой марки турбокомпрессора.

Необходимо помнить, что колесо при меньшем диаметре имеет меньшую массу и менее инерционно (быстрее реагирует на изменение нагрузки), но увеличивает потери энергии в результате уменьшения проходных сечений каналов.

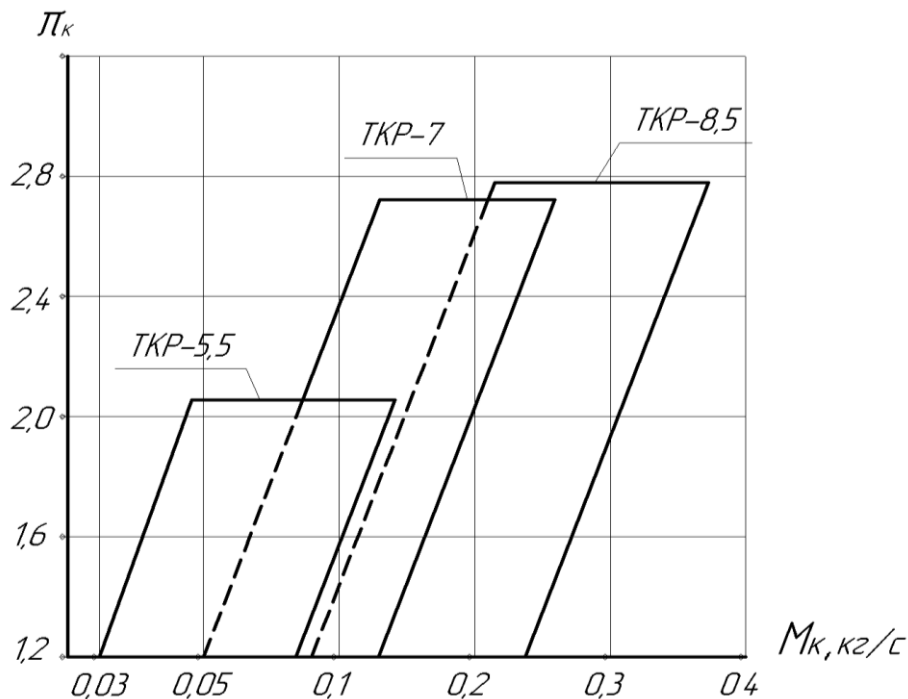


Рис. 10.2. Поле характеристик турбокомпрессоров ( $\pi_k$  – расход воздуха  $M_k$ )

**Диаметр колеса компрессора** указан в обозначении турбокомпрессора (ТКР-7 – турбокомпрессор с радиальной центростремительной турбиной и центробежным компрессором с наружным диаметром колеса 7 см).

Согласно ГОСТ 9658-81 за нормальные приняты наружные диаметры колес, равные 5,5; 7; 8,5; 11; 14; 18; 23 см. Центробежные компрессоры по конструктивному исполнению бывают низкого давления (Н) до 0,19 МПа, среднего (С) 0,19–0,25 МПа и высокого (В), более 0,25 МПа (давление не избыточное, а абсолютное).

На рис. 10.3 приведена схема проточной части турбокомпрессора, а на рис. 10.4 показано изменение параметров воздуха (скорости, давления, температуры) при его прохождении через различные сечения компрессора.

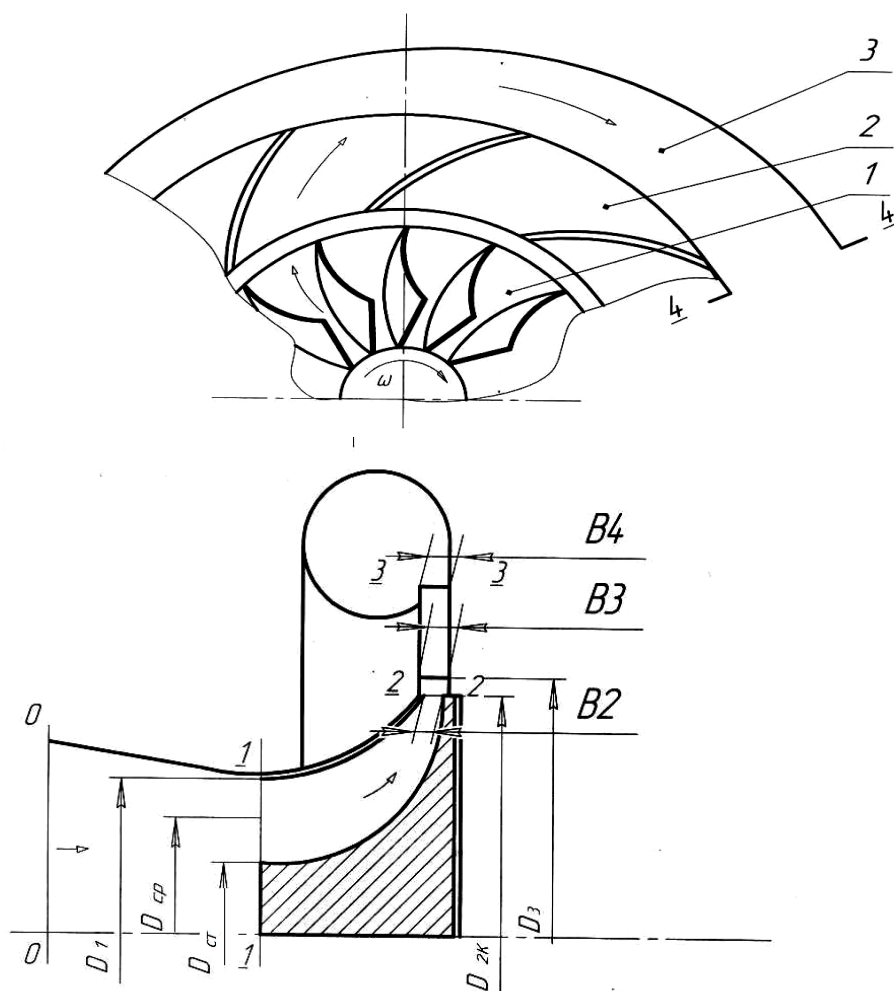


Рис. 10.3. Схема проточной части центробежного компрессора:  
1 – рабочее колесо; 2 – диффузор; 3 – улитка

Здесь и в дальнейшем буквой  $C$  обозначаются абсолютные скорости,  $W$  – относительные,  $U$  – окружные. Индекс  $O$  соответствует параметрам потока воздуха, поступающего во входной патрубок компрессора, индекс  $1$  – перед входными кромками лопаток колеса,  $2$  – за выходными кромками лопаток на диаметре колеса  $D_{2K}$ ,  $3$  – на выходе из диффузора,  $4$  – на выходе из диффузора улитки,  $5$  – на выходе из патрубка воздухоборника.

Выбрав по расчетным значениям  $\pi_k$  и  $M_k$  прототип турбокомпрессора (например, ТКР-7), мы уже знаем, что наружный диаметр колеса  $D_{2K}$  равен 7 см. Зная значение  $D_{2K}$  (см. рис. 10.3), из конструктивных соображений находим другие размеры колеса и входного патрубка.

Диаметр входного патрубка (сечение  $0-0$ )  $D_{BX} = (0,6 - 0,7) D_{2K}$ . Входной патрубок обычно уменьшается в сечении (уменьшается диаметр на 5 – 10%) по направлению движения воздуха к колесу компрессора, что способствует устойчивости потока. Оптимальная величина диаметра колеса на входе равна  $D_1 = (0,57 - 0,63) D_{2K}$ . Диаметр ступицы колеса  $D_{cm} = (0,2 - 0,3) D_{2K}$  [35]. Определим значения скорости  $C$ , давления  $P$  и температуры  $T$  в различных сечениях центробежного компрессора.

Воздух поступает во входной патрубок компрессора (сечение  $0-0$ ) со скоростью  $C_o$ , давлением  $P_o$  и температурой  $T_o$ . Величина скорости  $C_o$  зависит от площади входного патрубка и массового количества воздуха для компрессора двигателя.

10.5. Определив необходимую **массовую подачу воздуха компрессором**, находим скорость воздуха на входе в патрубок (корпус) компрессора, используя выражение

$$M_k = F_{ex} \cdot C_o \cdot \rho_o, \quad (10.5)$$

где  $F_{ex}$  – площадь поперечного сечения на входе в патрубок, м<sup>2</sup>;  $C_o$  – скорость воздуха на входе в патрубок, м/с;  $\rho_o$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

$$C_o = \frac{M_k}{F_{ex} \cdot \rho_o}, \quad (10.6)$$

где  $\rho_o = \frac{P_o}{R \cdot T_o}$ ;  $P_o = 0,98 \cdot 10^5$  Па (атмосферное давление);  $T_o = 293$  К;  $R = 287$  Дж/(кг·К). При данных параметрах  $\rho_o = 1,165$  кг/м<sup>3</sup>.

На рис. 10.4 показано изменение скорости, температуры и давления в различных сечениях центробежного компрессора.

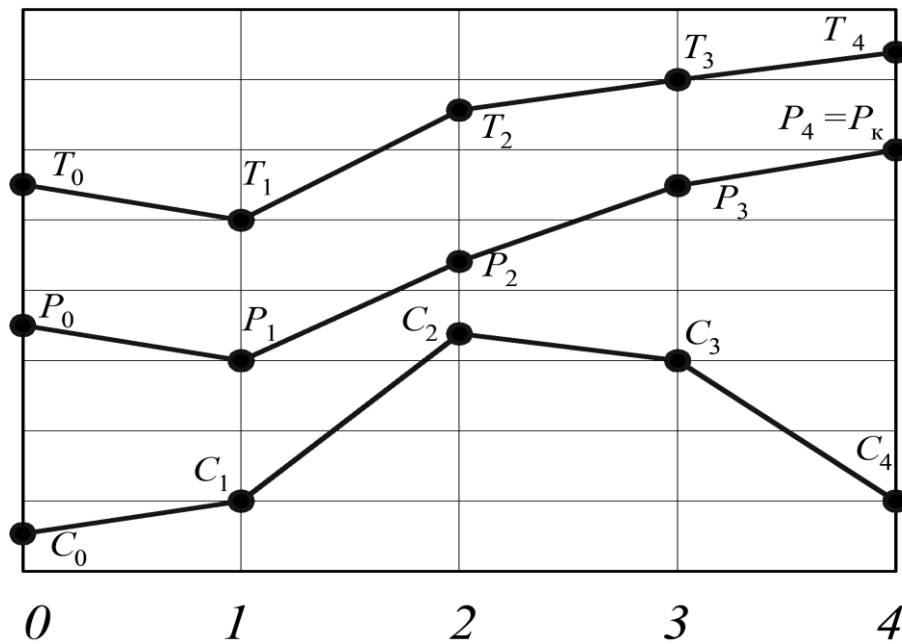


Рис. 10.4. Изменение скорости  $C$ , давления  $P$  и температуры  $T$  в различных сечениях турбокомпрессора

Площадь круглого сечения на входе в патрубок компрессора определяем из выражения  $F_{o. ex} = \pi D_{ex}^2 / 4$ . Рекомендуемая величина скорости воздуха на входе в патрубок  $70 - 100$  м/с. Возможен второй метод определения диаметра патрубка по допустимой скорости.

10.6. Зная **массовую подачу воздуха компрессором** и задаваясь значением допустимой скорости воздуха на входе в патрубок компрессора, можно определить вторым методом площадь сечения входного патрубка, а затем диаметр, используя выражение

$$M_k = F_{o. ex} \cdot C_o \cdot \rho_o, \quad (10.7)$$

где  $F_{o. ex}$  – площадь поперечного сечения на входе в патрубок компрессора, м<sup>2</sup>;  $C_o$  – скорость воздуха на входе в патрубок (скорость задается);  $\rho_o$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>:

$$F_{o. ex} = \frac{M_k}{C_o \cdot \rho_o}. \quad (10.8)$$

Внутренний диаметр патрубка на входе в корпус компрессора определяем по формуле

$$D_{o. ex} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{o. ex}}{\pi}}. \quad (10.9)$$

При входе в колесо (сечение 1–1) скорость  $C_1$  увеличивается по причине уменьшения площади (из-за наличия лопаток, площади ступицы). Давление и температура незначительно снижаются.

10.7. Зная **массовую подачу воздуха компрессором**, находим его параметры на входе в колесо:

$$M_k = F_{\text{вх.к}} \cdot C_1 \cdot \rho_1, \quad (10.10)$$

где  $F_{\text{вх.к}}$  – площадь поперечного сечения на входе в колесо компрессора,  $\text{м}^2$ ;  $C_1$  – средняя скорость воздуха на входе в колесо компрессора;  $\rho_1$  – плотность воздуха (при  $20^\circ\text{C}$ ).

$$C_1 = M_k / (F_{\text{вх.к}} \cdot \rho_1). \quad (10.11)$$

Значение плотности воздуха  $\rho_1$  принимаем равной  $\rho_0$ .

Значение площади на входе в колесо ( $\text{м}^2$ ) находим из выражения

$$F_{\text{вх.к}} = F_1 - F_{\text{см}}, \quad (10.12)$$

где  $F_1 = \pi D_1^2 / 4$ ,  $F_{\text{см}} = \pi D_{\text{см}}^2 / 4$ .

Между сечениями 1–1 и 2–2 происходит работа над газом с целью его уплотнения (повышения давления и плотности). Колесо компрессора принудительно раскручивает турбина до высокой частоты вращения ( $50\,000 - 200\,000 \text{ мин}^{-1}$ ). Скорость  $C_2$ , температура  $T_2$  и давление  $P_2$  резко возрастают.

В результате расширения каналов диффузора (сечение 2–2 и 3–3) и улитки (сечение 3–3 и 4–4) скорость воздуха снижается, а температура и давление увеличиваются (см. рис. 10.4). Давление  $P_4$  есть давление на выходе из улитки компрессора  $P_k$ .

10.8. Определим **окружную скорость** на выходе из колеса компрессора (касательная к окружности колеса или перпендикулярная к радиусу вращения) [35]

$$U_2 = \sqrt{\frac{L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{нап}}}}, \quad (10.13)$$

где  $L_{\text{ад}}$  – адиабатная работа сжатия;  $\eta_{\text{нап}}$  – напорный адиабатный КПД ( $0,6 - 0,75$ ) характеризует способность колеса создавать напор.

Для подачи воздуха в цилиндры двигателя необходимо осуществить его впуск в компрессор, сжатие и нагнетание. Принимаем, что процесс сжатия происходит без подвода и отвода теплоты (адиабатно).

10.9. **Общая удельная работа** (Дж/кг) при адиабатическом сжатии находится из выражения [36, 37]

$$L_{ад} = c_p \cdot T_a \left( \pi_k^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right), \quad (10.14)$$

где  $c_p = 1005$  Дж/(кг·К) – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха;  $T_a = 293$  К – температура на входе в компрессор,  $k = 1,4$  – показатель адиабаты;  $\pi_k$  – степень повышения давления на выходе из компрессора.

10.10. Определив окружную скорость и диаметр колеса, находим **частоту вращения вала колеса компрессора**  $n_k$  из формулы

$$U_2 = \omega \cdot R_2 = \frac{\pi \cdot n_k \cdot D_{2K}}{30}, \quad n_k = \frac{60 U_2}{\pi D_{2K}}. \quad (10.15)$$

10.11. **Относительную скорость** (касательную к поверхности лопатки) воздуха на выходе из колеса компрессора  $W_2$  определяем, используя выражения

$$M_k = F_{вых.к} \cdot W_2 \cdot \rho_2, \quad F_{вых.к} = \pi \cdot D_{2K} \cdot b_2 \cdot \psi,$$

откуда

$$W_2 = \frac{M_k}{F_{вых.к} \cdot \rho_2}, \quad (10.16)$$

где  $F_{вых.к}$  – площадь выхода из колеса;  $\psi$  – коэффициент, равный 0,8 – 0,9, учитывающий наличие лопаток на колесе, уменьшающих площадь на выходе из колеса;  $b_2 = (0,05 – 0,1)D_{2K}$  – ширина лопаток на выходе из колеса.

Малоразмерный компрессор имеет максимальное значение КПД при числе лопаток 10 – 12.

При движении воздуха в расширяющихся каналах рабочего колеса повышается давление за счет диффузорного (расширяющего) эффекта. Кинетическая энергия на выходе из колеса составляет обычно около половины общей энергии потока, поэтому для превращения ее в потенциальную энергию давления за рабочим колесом устанавливают диффузор. Крупные высоконапорные компрессоры снабжаются лопаточными диффузорами. В большинстве конструкций современных малых центробежных компрессоров применяют безлопаточный диффузор.

10.12. В первом приближении плотность  $\rho_2$  находим по температуре  $T_2$ , найденной по скорости  $U_2$ , с помощью выражений

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad P_2 = P_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}. \quad (10.17)$$

10.13. Принимаем, что колесо имеет криволинейные лопатки, но выход у них радиальный (по радиусу). По значениям  $U_2$  и  $W_2$  определим **абсолютную скорость** на выходе из колеса (рис. 10.5):

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2}. \quad (10.18)$$

В современных компрессорах некоторые заводы-изготовители применяют колеса с радиальными лопатками, но с загнутыми на выходе назад (против вращения). Значение абсолютной скорости снижается на 5–10%, но увеличивается КПД в результате снижения потерь на трение (потери энергии пропорциональны величине скорости в квадрате).

При вращении колеса, за счет центробежных сил, молекулы воздуха перемещаются от центра к периферии (окраине). На выходе из колеса скорость молекул достигает значения  $C_2$  (рис. 10.5). В межлопаточных каналах, за счет их расширения, кинетическая энергия переходит в энергию давления. Дополнительно скорость воздуха уменьшается в диффузоре и улитке (спиральной камере). В результате этого температура  $T$ , давление  $P$  и плотность  $\rho$  повышаются.

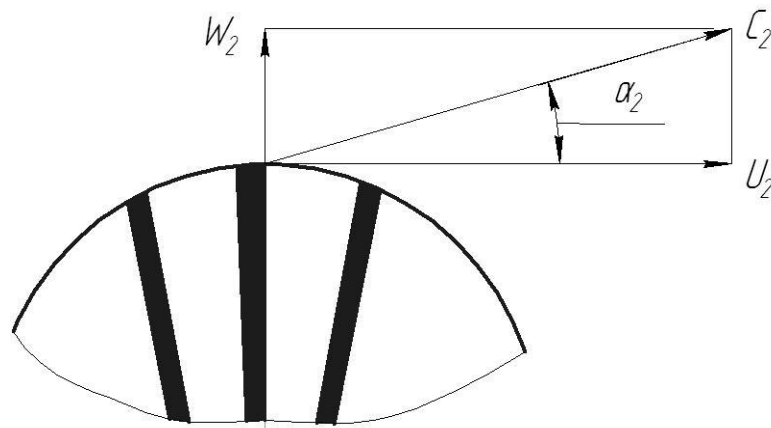


Рис. 10.5. Окружная  $U_2$ , относительная  $W_2$  и абсолютная  $C_2$  скорости на выходе из колеса компрессора

10.14. Температура воздуха на выходе из колеса увеличивается в результате торможения газа в расширяющихся каналах:

$$T_2 = T_1 + \frac{\mu \cdot C_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (10.19)$$

где  $\mu = 0,8 - 0,9$  – коэффициент, учитывающий потери энергии в результате перетекания воздуха из линии нагнетания в линию всасывания и вихреобразования в каналах колеса.

В результате расширения каналов диффузора (см. рис. 10.3) от сечений 2-2 до 3-3) и улитки от сечений 3-3 до 4-4) скорость воздуха снижается. При полном торможении потока газа, который перемещался, например, со скоростью 400 м/с, температура повышается на  $80^\circ\text{C}$ . Давление и плотность воздуха на выходе из колеса уточняют, используя выражение (10.17).

10.15. Турбокомпрессоры могут иметь диффузоры **лопаточные или щелевые** (безлопаточные). В диффузоре энергия к потоку газа не подводится. За счет торможения потока в расширяющихся каналах происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления. Внутренний диаметр диффузора примерно равен наружному диаметру колеса компрессора  $D_{2K}$ . Наружный диаметр диффузора  $D_3$  выбирается из соотношения  $(1,3 - 1,5)D_{2K}$ . Площадь на выходе из щелевого диффузора

$$F_{\text{диф}} = \pi \cdot D_3 \cdot b_3, \quad b_3 = b_2. \quad (10.20)$$

10.16. **Скорость на выходе из диффузора** определяется из выражения

$$M_k = C_3 \cdot F_{\text{диф}} \cdot \rho_3; \quad C_3 = \frac{M_k}{F_{\text{диф}} \cdot \rho_3}. \quad (10.21)$$

В первом приближении плотность  $\rho_3 = \rho_2$ , а затем уточняется.

10.17. **Температура и давление воздуха на выходе из соплового аппарата** находятся из формул

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot c_p}, \quad P_3 = P_2 \cdot \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (10.22)$$

Из диффузора поток поступает в воздухосборник, который служит для сбора воздуха и подвода его с минимальными потерями энергии к впускному трубопроводу двигателя. В воздухосборнике, так же как и в диффузоре, происходит дальнейшее замедление скорости потока и увеличение статического давления. Выбор типа воздухосборника зависит в основном от условий компоновки турбокомпрессора на двигателе.

10.18. Площадь выхода из улитки (спиральной камеры) считают равной примерно площади входа в патрубок компрессора. Газ со ско-



ростью  $C_3$  поступает в улитку (воздухосборник), и его скорость снижается до значения  $C_4$  в результате расширения канала. Площадь сечения на выходе из улитки определяется по чертежу или в первом приближении принимается равной 1,1–1,3 от площади выходного сечения диффузора. Используя уравнение постоянства расходов, находят скорость на выходе из улитки компрессора, затем температуру, давление и плотность.

$$C_3 \cdot F_3 = C_4 \cdot F_4, \quad \text{где } F_4 = 1,2 F_3; \quad T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot c_p};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}. \quad (10.23)$$

Величина давления  $P_4$  и есть давление на выходе из улитки компрессора  $P_K$ . Сечение улитки на выходе плавно соединяют с расширяющимся патрубком. Длину выходного патрубка принимают (1,2 – 1,4)  $D_{2K}$ . Размеры выходного сечения патрубка определяются из условия, что угол раскрытия диффузора не должен быть более  $14 - 16^\circ$ .

На рис. 10.6 показана схема улитки центробежного компрессора.

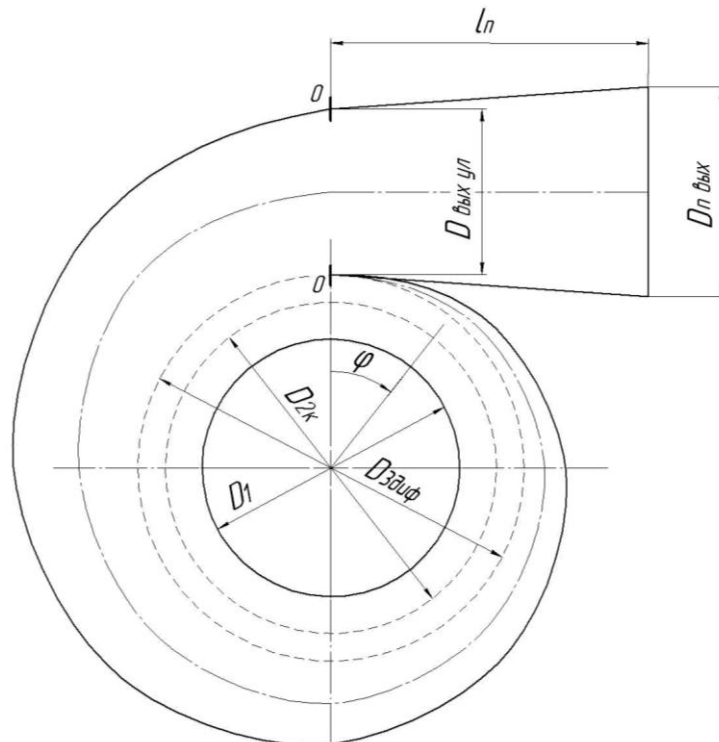


Рис. 10.6. Схема улитки центробежного компрессора

Угол  $\varphi$  отсчитывается от начального сечения улитки до полного разворота ( $0 - 360^0$ ). Наружный диаметр колеса компрессора обозначен через  $D_{2K}$ . Диаметр патрубка на входе в колесо центробежного компрессора равен  $D_1 = (0,57 - 0,63) D_{2K}$ . Наружный диаметр диффузора  $D_{3 \text{ диф}}$  выбирается из соотношения  $(1,3 - 1,5)D_{2K}$ . Сечение  $0-0$  характеризует наибольшую площадь улитки. Далее сечение улитки переходит в расширяющийся патрубок. Его длина обозначена как  $L_n$ , а диаметр патрубка на выходе обозначен через  $D_{n. \text{ вых.}}$ .

Приближенно проходные сечения улитки компрессора можно определить по табл. 10.1, в которой указаны изменения площади улитки  $F_\varphi$  от угла  $\varphi$ . Величина  $F_\varphi$  приведена при изменении угла  $\varphi$  от 0 до  $360^0$  (до значения площади в сечении  $0-0$ , на выходе из улитки) [38]. Зависимость площади улитки от угла  $\varphi$  линейная и может быть представлена в виде уравнения прямой линии.

Таблица 10.1

**Изменение площади улитки в зависимости от угла разворота**

$F_\varphi$	$0,1F_0$	$0,1F_0$	$0,25F_0$	$0,35F_0$	$0,45F_0$	$0,55F_0$	$0,65F_0$	$0,8F_0$	$0,9F_0$	$1,0F_0$
$\varphi^0$	0	40	80	120	160	200	240	280	320	360

Из технологических соображений площадь начального сечения улитки ( $\varphi$  от 0 до  $40^0$ ) необходимо увеличивать по сравнению с расчетной на величину 10 – 20% от площади выходного сечения.

Зная диаметр улитки на выходе (например,  $D_{\text{вых. ул}} = 42$  мм), можно определить текущее значение  $D_{\text{тек}}$  для каждого градуса разворота улитки ( $\varphi$  от 0 до  $360^0$ ) из выражения

$$D_{\text{тек}} = \varphi \cdot D_{\text{вых. ул}} / 360. \quad (10.24)$$

При высокой температуре  $T_4$  целесообразна установка охладителя типа «воздух – воздух» или «воздух – жидкость». Температура воздуха, выходящего из холодильника, должна быть не выше  $40^0\text{C}$  при температуре окружающего воздуха не выше плюс  $25^0\text{C}$ . В качестве охлаждающей жидкости может быть использовано топливо, жидкость из системы охлаждения или воздух. Снижение температуры наддувочного воздуха при впуске в ДВС на  $10^0$  повышает мощность двигателя на 2% и уменьшает расход топлива на 1%.

10.19. Действительную удельную работу, затраченную на всасывание, сжатие и нагнетание воздуха в компрессоре, **адиабатный КПД**, рассчитывают, используя формулы

$$L_{зам} = C_p \cdot (T_4 - T_1); \quad \eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_{зам}}. \quad (10.25)$$

10.20. **Мощность компрессора** (работа за единицу времени)

$$N_k = \frac{M_k \cdot L_{ад}}{\eta_{ад}}. \quad (10.26)$$

Расчет компрессора и выбор его конструктивных параметров считается правильным, если адиабатный КПД, подсчитанный по формуле (10.25), не ниже 0,75 – 0,85. Адиабатный КПД характеризует совершенство проточной части компрессора.

## 10.2. Расчёт радиально-осевой турбины

При расчёте турбины определяются следующие величины: расход газа через турбину, наружный и средний диаметры колеса турбины на выходе, располагаемый перепад энтальпии, давление газа перед турбиной, окружной, внутренний и эффективный КПД турбины, мощность на валу турбины [38].

Исходными данными для расчета турбины являются данные теплового расчета двигателя и расчетные данные компрессора. **Турбина должна обеспечить необходимую частоту вращения компрессора и его мощность.**

Из результатов расчета компрессора имеем следующие исходные данные:  $n_k$  (мин<sup>-1</sup>);  $L_{ад}$  (Дж/кг);  $\eta_{ад}$ ;  $M_k$  (кг/с);  $D_{2K}$ . Для выпускных газов принимаем:  $k = 1,34$ ;  $R = 286,4$  Дж/(кг·К);  $c_p = 1128,7$  Дж/(кг·К); плотность  $\rho = 0,4$  кг/м<sup>3</sup> при 600 °С или 0,33 кг/м<sup>3</sup> при 800 °С.

Температура газов перед турбиной  $T_0^* = 850 - 950$  К, и давление газов на входе в турбину  $P_T = P_K$ , за турбиной  $p_2 = 0,11 - 0,12$  МПа.

10.21. Расход газа через турбину примерно на 3% больше расхода воздуха через компрессор в результате подачи топлива и его сгорания в цилиндрах двигателя.

$$M_T = 1,03 M_k. \quad (10.27)$$

**Наружный диаметр колеса турбины** принимаем равным диаметру колеса компрессора  $D_{1T} = D_{2K}$ . Поэтому окружные скорости

на входе в колесо турбины и выходе из колеса компрессора будут равны  $U_{1T} = U_{2K}$ . Частота вращения колеса компрессора равна частоте вращения колеса турбины ( $n_K = n_T$ ). Так как колесо турбины и колесо компрессора закреплены на одном валу, то их мощности равны друг другу  $N_T = N_K$ .

По конструктивному исполнению турбины бывают активные, реактивные и комбинированные. Степень реактивности турбины характеризует распределение энтальпии между сопловым аппаратом и рабочим колесом. У активных турбин вся подведенная энергия выхлопных газов преобразуется в кинетическую энергию (скорость) в сопловом аппарате. Примером активной турбины может послужить колесо мельницы, приводимое во вращение потоком воды.

У реактивных турбин скорость газа увеличивается в каналах рабочего колеса (они выполняются в виде сужающих каналов) и там же она срывается.

Для упрощения расчетов принимаем турбину активной. В такой турбине перепад энтальпии (энергия, связанная с данным состоянием газа) переходит в энергию скорости только в сопловом аппарате. Площади входа в колесо турбины и на выходе равны друг другу.

10.22. Мощность на валу турбины определяется из выражения

$$N_T = \mathcal{E}_T \cdot M_T \cdot \eta_T, \quad (10.28)$$

где  $\mathcal{E}_T$  – располагаемый перепад энтальпии, Дж/кг (энтальпия – это энергия, связанная с данным состоянием газа – температурой, давлением, скоростью ( $\mathcal{E}_T = C_p \cdot T$ ));  $\eta_T$  – эффективный КПД турбины (0,7 – 0,8).

10.23. Исходя из равенства  $N_T = N_K$ , необходимый перепад энтальпии в турбине вычисляется по формуле

$$\mathcal{E}_T = \frac{M_K \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \cdot \eta_T \cdot M_T}. \quad (10.29)$$

Для более полного срабатывания энергии выхлопных газов турбина может выполняться комбинированной (на половину активной и реактивной). У реактивной турбины площадь выхода меньше площади входа в колесо. Это позволяет увеличивать скорость газа в межлопаточных каналах и преобразовать ее в энергию давления.

На рис. 10.7 показан план скоростей на входе в колесо (точка 1) и выходе из него (точка 2). Газ выходит из колеса по среднему диаметру (расчетный вектор скорости).

При входе газа в улитку 3 турбины (площадь входа в турбину принимается равной площади на входе в патрубок компрессора) он обладает энергией скорости, температурой и давлением.

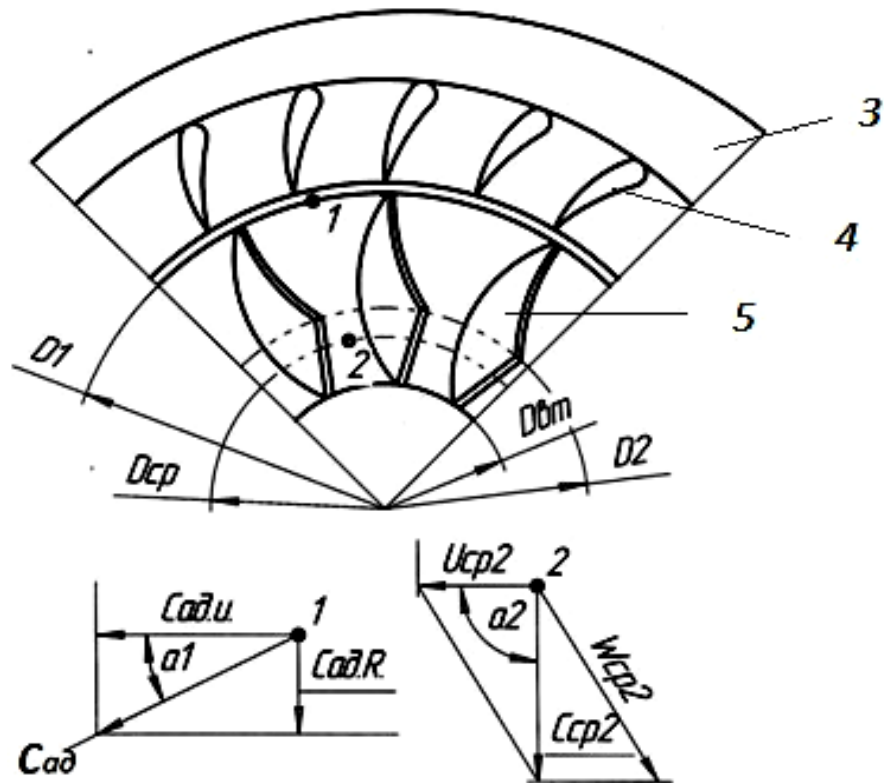


Рис. 10.7. План скоростей на входе (точка 1) в колесо турбины и выходе (точка 2):  $C$  – абсолютная скорость;  $W$  – относительная скорость;  $U$  – окружная скорость

Температура и давление газа переходят в кинетическую энергию в результате уменьшения сечения в выходной части соплового аппарата. Сопловый аппарат 4, образованный лопатками, закрепленный на неподвижном диске, служит для оптимального направления потока газа на лопатки колеса турбины и преобразования энергии газа в кинетическую энергию. Для автоматического регулирования сопловый аппарат иногда выполняется с поворотными лопатками. Это позволяет изменять угол входа потока газа на лопатки колеса турбины и ее мощность.

Турбина работает за счет кинетической энергии (скорости) выхлопных газов двигателя. Поступая на криволинейные лопатки колеса турбины 5, поток газа обтекает их, меняет направление движения,

создавая силу. Сила действует на плечо, образуя крутящий момент. В результате этого колесо турбины и компрессора приводится во вращательное движение.

На рис. 10.8 показано движение отработавших газов в каналах турбины.

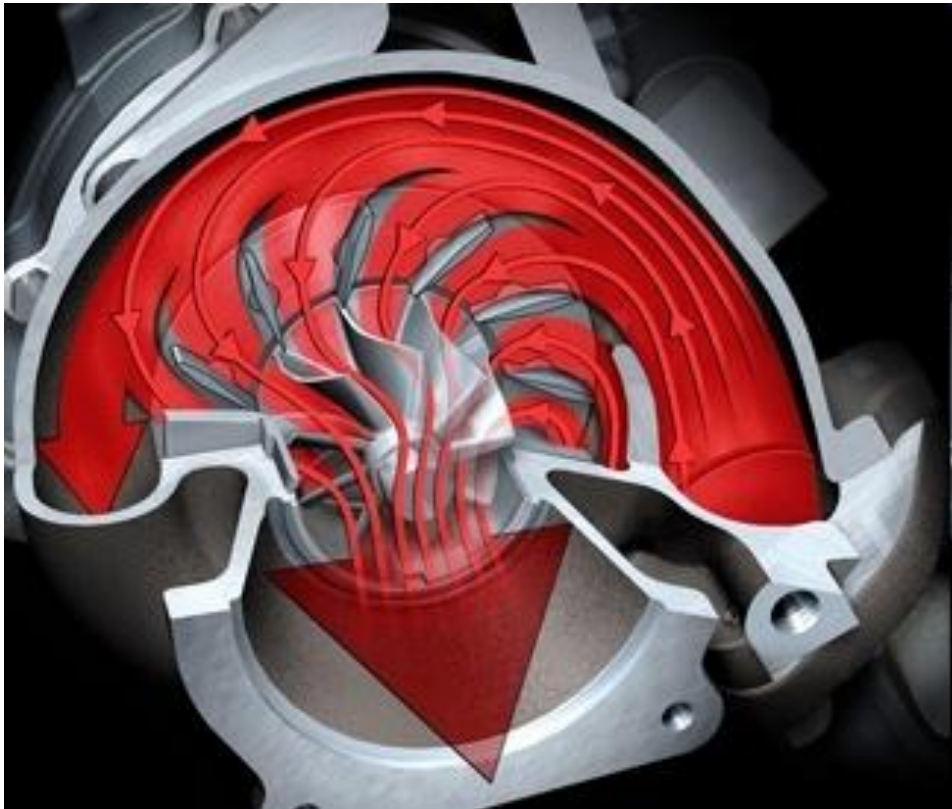


Рис. 10.8. Движение отработавших газов в каналах турбины

Сопловый аппарат турбины неподвижный, поэтому в нем **не совершается работа**. Теплообмен с внешней средой за короткий промежуток времени очень мал, и им пренебрегаем (процесс считаем адиабатным).

10.24. Уравнение энергии для входного и выходного каналов соплового аппарата турбины примет вид

$$C_P \cdot T_1 + \frac{W_1^2}{2} = C_P \cdot T_2 + \frac{W_2^2}{2}, \quad (10.30)$$

где  $T$  и  $W$  – температура и скорость газа в каналах соплового аппарата турбины.

Предположим, что скорость газа на выходе из соплового аппарата  $W_2$  полностью тормозится и переходит в энергию давления.

Тогда уравнение (10.30) можно записать в виде

$$C_P \cdot (T_1 - T_2) = \frac{W^2}{2}.$$

10.25. Обозначив  $C_P \cdot (T_1 - T_2)$  через перепад энтальпии  $\mathcal{E}_T$ , а скорость  $W$  через адиабатную скорость истечения  $C_{AD}$ , получим

$$C_{AD} = \sqrt{2 \cdot \mathcal{E}_T}. \quad (10.31)$$

Средний диаметр на выходе из турбины делит площадь на две равные части.  $D_{cp} = 0,7 D_{2T}$ ,  $\left( R_{cp} = \frac{D_{cp}}{2} \right)$ ,  $D_{2T} = (0,7 - 0,8) D_{1T}$ , где  $D_{1T}$  и  $D_{2T}$  – наружный диаметр колеса турбины на входе (на рис. 10.7 диаметр  $D_2$  следует принимать как  $D_{2T}$ , а  $D_1$  как  $D_{1T}$ ).

Оптимальный угол выхода газа из соплового аппарата  $\alpha_1$  лежит в пределах  $15 - 25^\circ$ .

10.26. Радиальная и окружная составляющие абсолютной адиабатной скорости на входе в колесо

$$\begin{aligned} C_{AD.R} &= C_{AD} \cdot \sin \alpha_1, \\ C_{AD.U} &= C_{AD} \cdot \cos \alpha_1. \end{aligned} \quad (10.32)$$

На выходе из рабочего колеса турбины температуру газов принимают  $T_2 = (0,8 - 0,9) T_0$  ( $T_0$  – температура газа на входе в турбину).

Ширина лопаток на входе в колесо турбины находится из выражения

$$b_1 = \frac{M_T}{\pi \cdot D_{1T} \cdot \rho_1 \cdot C_{AD.R}}.$$

10.27. Полезная работа 1 кг газа на лопатках колеса (Дж/кг):

$$L_U = U_{1T} \cdot C_{AD.U} - U_{cp} \cdot C_{cp}, \quad (10.33)$$

где  $U_1$  – окружная скорость на входе в колесо турбины при равенстве наружных диаметров колес турбины и компрессора  $U_{1T} = U_{2K}$ ;  $U_{cp}$  – окружная скорость на среднем диаметре выхода газа из турбины  $U_{cp} = \omega \cdot R_{cp}$ ;  $C_{cp}$  – скорость выхода газа на среднем диаметре (выходная скорость газа из турбины 70 – 100 м/с).

10.28. Следует помнить, что формулы (10.34); (10.35); (10.36); (10.37) даны не для расчета, а для пояснения. Выражение (10.33) получено на основе импульса силы (количества движения)

$$F \cdot t = m \cdot (C_1 - C_2). \quad (10.34)$$

10.29. Разделив левую и правую части уравнения (10.34) на время  $t$ , получим

$$F = M \cdot (C_1 - C_2), \quad (10.35)$$

где  $F$  – сила, действующая на лопатки колеса, Н;  $M$  – массовый расход газа, кг/с;  $C_1$  и  $C_2$  – абсолютные скорости на входе в колесо турбины и выходе из него, м/с.

10.30. Окружная сила  $F_u$ , вращающая колесо турбины, находится из выражения

$$F_u = M \cdot (C_{1u} - C_{2u}), \quad (10.36)$$

где  $C_{1u}$  и  $C_{2u}$  – окружные составляющие абсолютной скорости на входе и выходе из колеса.

10.31. Мощность на валу турбины

$$N = F_u \cdot u, \quad (10.37)$$

где  $u$  – окружная скорость, м/с ( $u = \omega \cdot R$ ).

10.32. Работа одного килограмма газа на участке от входа до выхода из колеса турбины (работа, затраченная на вращение колеса)

$$L_u = \frac{N}{M},$$

$$L_u = U_{1T} \cdot C_{1u} - U_{2T} \cdot C_{2u} = U_{1T} \cdot C_1 \cos \alpha_1 - U_{2T} \cdot C_2 \cos \alpha_2, \quad (10.38)$$

где  $\alpha_2$  – угол выхода газа из колеса турбины или угол между векторами окружной и абсолютной скоростью на выходе ( $85 - 95^\circ$ ).

10.33. Окружной КПД турбины оценивает эффективность работы газа на колесе без учета потерь энергии, равен  $0,8 - 0,9$ .

$$\eta_0 = \frac{L_u}{\mathcal{E}_T}. \quad (10.39)$$

Внутренний КПД турбины есть отношение затраченной работы к подведенной (с учетом всех потерь). Он достигает  $0,7 - 0,8$ . К потерям энергии следует отнести потери, связанные с перетеканием газа через зазоры между колесом турбины и корпусом, а также потери на вихреобразование и трение в каналах колеса. Потери энергии в колесе составляют примерно 10% от работы газа на колесе турбины  $L_u$ .

10.34. Внутренний КПД турбины

$$\eta_B = \frac{0,9 L_u}{\mathcal{E}_T}. \quad (10.40)$$



10.35. Эффективный КПД турбины (полный) достигает 0,7 – 0,8 и определяется из выражения

$$\eta_T = \eta_B \cdot \eta_M, \quad (10.41)$$

где  $\eta_M$  – механический КПД, учитывает потери энергии на трение в подшипниках скольжения, равен 0,96 – 0,98.

10.36. Мощность на валу турбины, кВт:

$$N_T = \frac{\mathcal{E}_T \cdot M_T \cdot \eta_T}{1000}. \quad (10.42)$$

Мощность турбины должна быть равна мощности компрессора (допускается расхождение не более 5%).

10.37. **Общий КПД турбокомпрессора** достигает значения 0,5–0,6 и находится по формуле

$$\eta_{об} = \eta_{ад} \cdot \eta_T. \quad (10.43)$$

Более подробно методика расчета колеса компрессора и турбины приведена в работах [39, 40].

В приложении приведен расчёт турбины с изменяемой геометрией (с поворотом лопаток) соплового аппарата.

Определив основные размеры колеса компрессора и турбины, соплового аппарата компрессора (диффузора) и турбины, КПД, выбрав схему подвода газа к турбине и автоматическое регулирование, завод-изготовитель, выбирают марку турбокомпрессора, проводят испытание (доводку) на двигателе и внедряют в производство.

В табл. 10.2 указаны технические характеристики отечественных турбокомпрессоров (компрессора и турбины).

Турбокомпрессоры ТКР-5,5 (турбокомпрессор с радиально-осевой турбиной и диаметром колеса компрессора 5,5 см) выпускаются с регулирующим клапаном (перепуском части газа мимо рабочего колеса турбины), что позволяет изменять мощность на валу турбины и частоту вращения.

Наряду с отечественными турбокомпрессорами в двигателях применяют и зарубежные. Из зарубежных представляют интерес турбокомпрессоры фирмы ККК (Kuhnle, Kopp Kausch – Германия, Франция, США).

**Параметры турбокомпрессоров предприятия  
Воронежского механического завода**

КОМПРЕССОР					
1. Диаметр колеса, мм	52±1	52±1	54±1	75±1	90±1
2. Максимальный КПД, не менее, %	70	70	70	75	75
ТУРБИНА					
1. Номинальный диаметр колеса, мм	50±1	50±1	53±1	75±1	90±1
2. Максимальный КПД, не менее, %	60	60	60	70	70
3. Максимальная подача воздуха, кг/с	0,1	0,11	0,15	0,15	0,25
4. Степень повышения давления, $\pi_k$	1,9	2,1	2,1	1,9	2,1
5. Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	150000	150000	130000	110000	85000
6. Масса ТКР, кг	5,0	5,0	5,0	9,5	15,5
7. Область применения, мощность двигателя, кВт	ВАЗ-3431 (60)	ГАЗ-560 (70)	ГАЗ-562 (90)	Д-440 (100)	Д-461, В-400 (175-300)

Фирма выпускает ряд турбокомпрессоров (КО, К1, К2, К3, К4, К5) с подачей воздуха от 0,02 до 2 кг/с и степенью повышения давления от 1,5 до 4 для двигателей мощностью от 20 до 1000 кВт. Турбокомпрессоры имеют высокий КПД и автоматическую систему регулирования. Широкое применение получили системы с перепуском газа мимо турбины.

***Контрольные вопросы и задания***

1. Для какой цели служит система газотурбинного наддува двигателя?
2. Поясните устройство и принцип действия центробежного компрессора и радиально-осевой турбины.
3. Что называют степенью повышения давления компрессора?
4. Как выбирается прототип турбокомпрессора для двигателя?
5. Как изменяются скорость, температура и давление в проточной части компрессора?
6. Как определяется адиабатная работа на колесе компрессора?
7. Какая турбина называется активной и реактивной?
8. Как определяется полезная работа 1кг газа на лопатках турбины?
9. В какой последовательности выполняется расчет турбины?

## 11. МЕТОДИКА РАСЧЕТА, ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ПЕРЕПУСКА ГАЗА МИМО ТУРБИНЫ

Для повышения мощности двигателей, снижения удельного расхода топлива и токсичности отработавших газов используют систему наддува воздуха. Наибольшее применение получил газотурбинный наддув, в котором центробежный компрессор и турбина (агрегат наддува) имеет с двигателем газовую связь.

Для согласования протекания рабочего процесса двигателя и количества подаваемого компрессором воздуха применяют следующие основные способы автоматического регулирования [37]:

- перепуск части отработавших газов мимо турбины;
- поворот соплового лопаточного аппарата в турбине;
- изменение проходного сечения на входе в турбину.

Исполнительные механизмы указанных способов регулирования могут быть механические (мембранные с пружиной) или электронные. Для привода в движение заслонки или лопаток соплового аппарата механизм поворота имеет шток, по анализу движения которого можно выполнить диагностику и определить неисправности. Ход штока определяется при помощи индикатора или измерительной аппаратуры с использованием индуктивного датчика перемещения.

Наибольшее применение в практике получила система автоматического регулирования с перепуском части газа мимо турбины. Она позволяет обеспечить двигатель требуемым количеством воздуха на всех режимах работы и ограничить максимальную частоту вращения вала турбокомпрессора. Мощность турбины согласуется с нагрузкой двигателя.

В качестве примера для расчета возьмем двигатель КамАЗ -740, оборудованный двумя турбокомпрессорами с автоматическим регулированием путем перепуска отработавших газов мимо турбины.

Для двигателя КамАЗ-740.71-320 (8ЧН 12/13) мощностью 235 кВт и коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,8$ , удельного эффективного расхода топлива  $g_e = 0,21$  кг/(кВт·ч) требуемое массовое количество воздуха для работы дизеля  $M_D$  определим, используя выражение [(10.1), гл. 10] и оно составит 0,4 кг/с.

При установке на двигатель двух турбокомпрессоров (два ряда цилиндров) необходимая подача воздуха одним компрессором  $M_K$  составит 0,2 кг/с.

У дизеля КамАЗ-740. 71-320 мощностью  $N_e = 235$  кВт рабочий объем цилиндра равен  $V_h = 1,47$  л, число цилиндров  $i = 8$ , частота вращения коленчатого вала  $n = 1900$  мин<sup>-1</sup>. Для обеспечения заданной мощности определим среднее эффективное давление в цилиндре по формуле

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n} . \quad (11.1)$$

Из формулы (11.1) следует, что для дизеля КамАЗ -740 мощностью 235 кВт и техническими данными, приведенными выше, величина среднего эффективного давления равна  $P_e = 1,26$  МПа.

Для обеспечения расхода  $M_K = 0,2$  кг/с абсолютное давление воздуха на выходе из компрессора для четырехтактного двигателя определяется выражением

$$P_k = (0,15 - 0,18)P_e , \quad (11.2)$$

где  $P_e$  – среднее эффективное давление в цилиндре дизеля, МПа.

Для дальнейших расчетов с учетом формулы (11.2) принимаем величину  $P_k = 0,2$  МПа. Следует помнить, что это полное или абсолютное давление. Избыточное (манометрическое) давление меньше полного на величину атмосферного давления, в нашем примере ( $P_{изб} = 0,1$  МПа).

Расход газа через турбину примерно на 3% больше расхода воздуха через компрессор в результате сгорания топлива в цилиндрах двигателя.

$$M_T = 1,03 M_k . \quad (11.3)$$

На рис. 11.1 показан агрегат наддува с компрессором, турбиной и устройством для перепуска части газа мимо турбины [37].

Пневматическая (воздушная) камера управления 2 герметично сообщена с выходом компрессора. Перепускной канал, закрываемый заслонкой 3, соединен каналом с входом в турбину. Давление наддува передается на мембрану, поджатую пружиной. При величине давления больше оптимального значения мембрана, преодолевая усилие пружины, перемещает шток, который через систему рычагов открывает заслонку 3. При этом уменьшается количество газа, направляемое на колесо турбины, и снижается частота вращения вала.



Рис. 11.1. Турбокомпрессор с перепускным устройством:  
 1 – рычаги управления заслонкой; 2 – пневматическая камера управления; 3 – заслонка

На рис. 11.2 приведена схема устройства для перепуска газа мимо турбины с установкой индикатора 7, при помощи которого выполняются процессы диагностирования и регулирования.

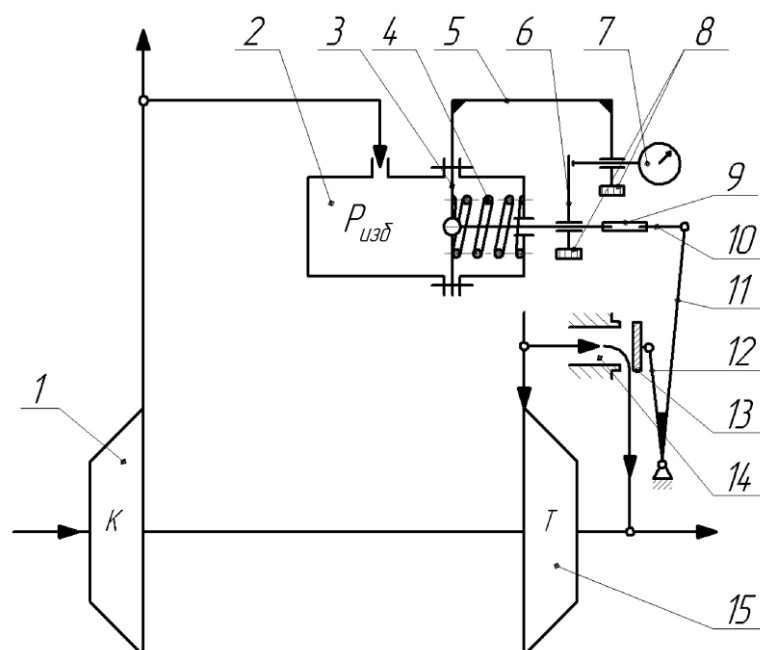


Рис. 11.2. Установка для диагностирования и регулирования системы перепуска газа: 1 – компрессор; 2 – камера управления; 3 – мембрана; 4 – пружина; 5 – стойка крепления индикатора; 6 – планка привода индикатора 7; 8 – винты зажимные; 9 – муфта регулирования длины штока 10; 11 – рычаг штока; 12 – рычаг заслонки; 13 – заслонка; 14 – перепускное отверстие; 15 – турбина

Система перепуска работает следующим образом [41]. Воздух под определенным избыточным давлением  $P_{ИЗБ}$  из компрессора 1 поступает в камеру управления 2, действуя на мембрану 3 площадью  $S_M$ , создавая силу  $F_M$  со стороны мембраны, равную

$$F_M = S_M \cdot P_{ИЗБ} . \quad (10.4)$$

На рис. 11.3 показано изменение силы  $F_M$  в зависимости от  $S_M$  и  $P_{ИЗБ}$ . Диаметр мембраны 3 может иметь размер 40 мм (1), 50 мм (2), 60 мм (3). Так, например, для мембраны диаметром, равным 40 мм ( $4 \cdot 10^{-2}$  м), и перепаде давления (избыточном давлении) воздуха 0,1 МПа ( $1 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>) сила со стороны мембраны будет равна 125 Н. При избыточном давлении более 0,1 МПа (для нашего примера) шток 10 (см. рис. 11.2) должен начать движение и при помощи рычагов 11 и 12 открыть заслонку 13 перепускного устройства.

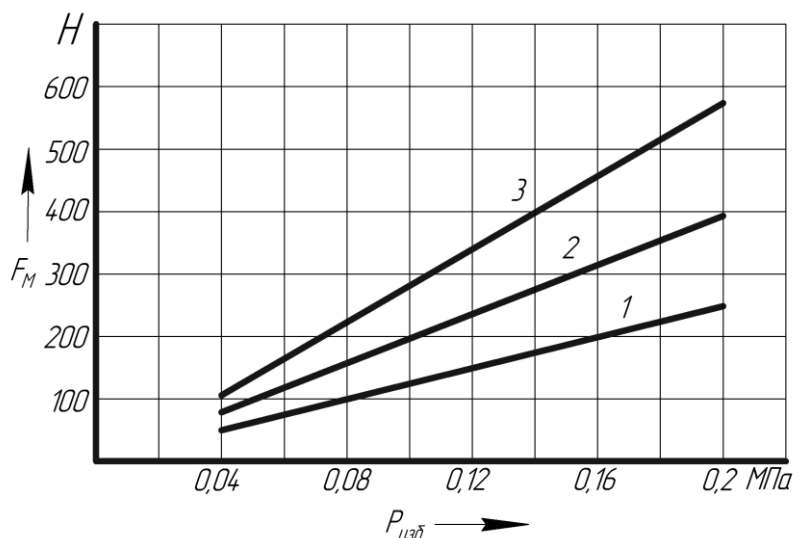


Рис. 11.3. Изменение силы на мембране в зависимости от ее диаметра и избыточного давления в камере управления

Винтовая цилиндрическая пружина 4 (см. рис. 11.2) имеет постоянную жесткость  $C$  (Н/мм) и предварительно сжата на величину  $\Delta X$ . Сила со стороны пружины  $F_{ПР}$  определится выражением

$$F_{ПР} = C \cdot \Delta X . \quad (11.5)$$

В камере управления возможно применение пружины конической формы, которая имеет переменную жесткость.

На рис. 11.4 приведены расчетные значения усилия на пружине  $F_{ПР}$  с жесткостью 20 Н/мм (1), 30 Н/мм (2), 40 Н/мм (3) для различной величины предварительного сжатия  $\Delta X$ . Для пружины с жесткостью 20 Н/мм при ее сжатии на 6 мм сила  $F_{ПР}$  составит 125 Н. Следует от-

метить, что сжатие пружин не превышает 1 см, по этой причине изменение силы пружины принято линейным.

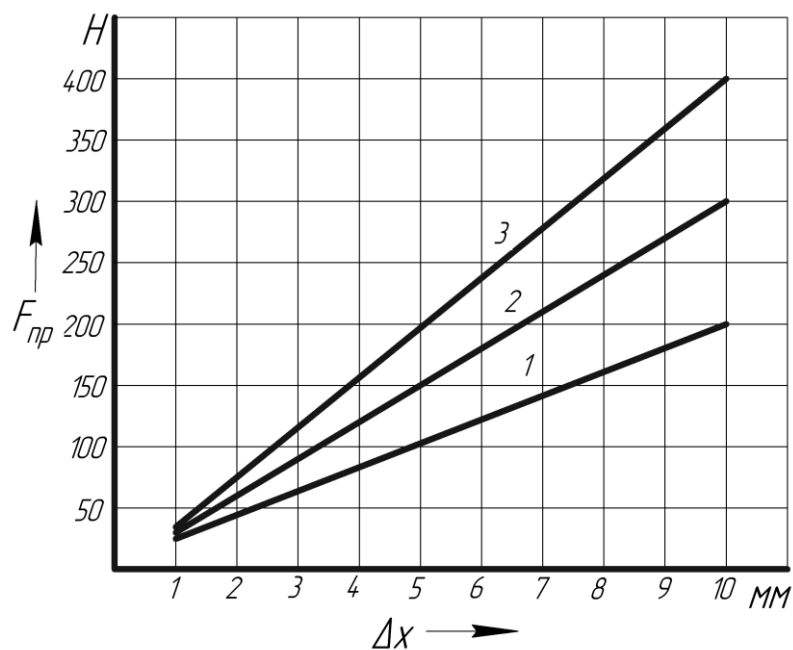


Рис. 11.4. Изменение усилия на пружинах различной жесткости при их сжатии

На рис. 11.5 представлена зависимость силы на заслонке в закрытом её состоянии от величины избыточного давления  $P_{изб}$ .

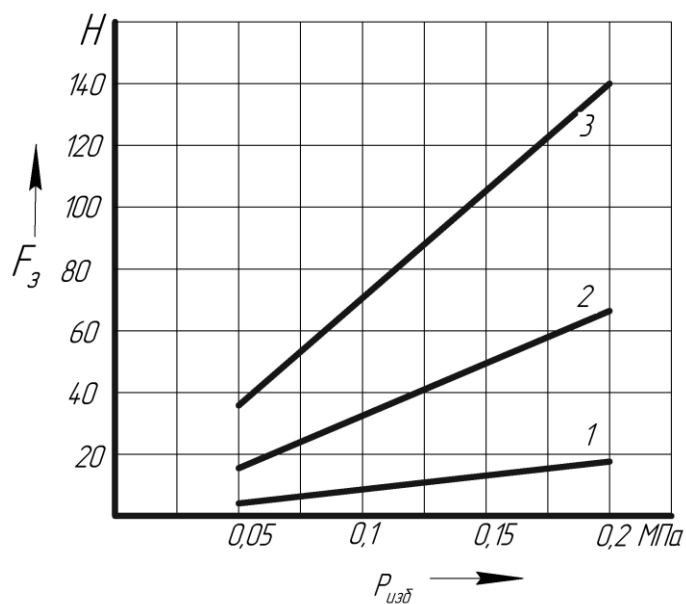


Рис. 11.5. Зависимость усилия на заслонке от диаметра перепускного отверстия и избыточного давления

Диаметр перепускного отверстия выбираем равным 10 мм (1), 20 мм (2), 30 мм (3). При закрытой заслонке 13 (см. рис. 11.2) площадью  $S_3$  и давлении газов перед турбиной  $P_{ИЗБ}$  на нее действует сила  $F_3$ , равная

$$F_3 = S_3 \cdot P_{ИЗБ} . \quad (11.6)$$

При диаметре перепускного отверстия 20 мм и избыточном давлении отработавших газов 0,1 МПа усилие на заслонке составит 31 Н.

При равенстве длины рычагов 11 и 12 (см. рис. 11.2) баланс сил на штоке 10 определится выражением

$$F_{ПР} = F_M + F_3 . \quad (11.7)$$

Например, для камеры управления с диаметром мембраны 40 мм и избыточного давления наддува и давления отработавших газов 0,1 МПа (см. рис. 11.3) величины  $F_M$  и  $F_{ПР}$  в момент начала открытия заслонки должны составить 125 Н (без учета усилия на заслонке). Сила со стороны мембраны и сила на заслонке 31 Н (см. рис. 11.4) действуют в одном направлении, что в сумме составит 156 Н. Для обеспечения баланса сил предварительное сжатие пружины должно составить не 6 мм, а 8 мм с учетом дополнительного усилия на заслонке.

Определив силы, действующие на шток 10, для заданного оптимального давления начала открытия клапана (например, избыточного давления  $1 \cdot 10^5$  МПа) находят величину  $F_{ПР}$ , при необходимости ее корректируют муфтой 9, изменяя длину штока 10 (см. рис. 11.2). Площадь мембраны и перепускного отверстия диаметром  $D$  определяют по формуле  $\pi \cdot D^2/4$ .

Площадь щели при открытии заслонки на величину  $\Delta K$  вычисляют по формуле

$$S_{щ} = \pi \cdot D_0 \cdot \Delta K , \quad (11.8)$$

где  $D_0$  – диаметр перепускного отверстия.

На рис. 11.6 показано изменение площади сечения щели  $S_{щ}$  на выходе из перепускного отверстия диаметром 10 мм (1), 20 мм (2), 30 мм (3) в зависимости от величины открытия заслонки  $\Delta K$ .

Определив значение  $S_{щ}$  для различных положений штока и открытия заслонки, оценивают количество перепускаемого газа. Масса газа, перепускаемая мимо турбины  $M_{П}$ , зависит от величины открытия заслонки, давления газа перед турбиной, скорости течения газа,



его плотности, числа Маха, сопротивления перепускного канала с заслонкой.

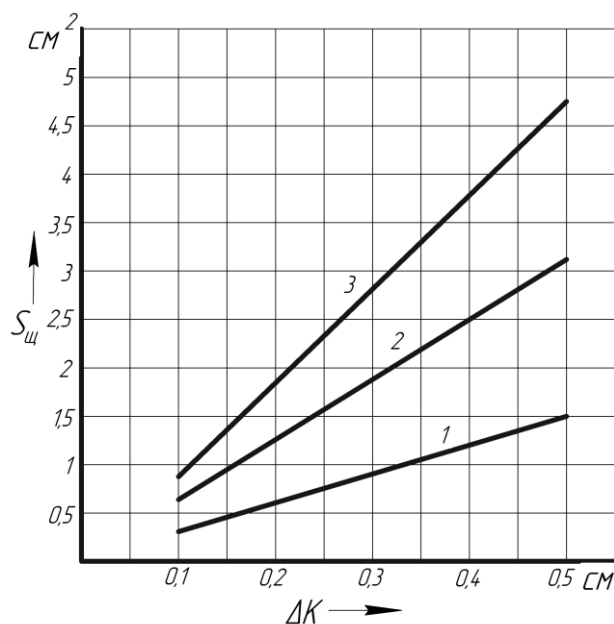


Рис. 11.6. Зависимость площади сечения на выходе из перепускного отверстия от величины открытия заслонки

При расчете турбины важно знать число Маха (австрийский физик), которое характеризует отношение скорости потока к местной скорости звука ( $M = v/a$ ). При нормальных атмосферных условиях скорость звука равна 340 м/с. С повышением температуры скорость звука увеличивается. При  $M < 1$  течение газа называют дозвуковым и сжимаемость газа не учитывается. Плотность газа в конкретном сечении принимается постоянной величиной. При  $M > 1$  течение называют сверхзвуковым, газ способен сжиматься и его параметры определяют с использованием газодинамических функций.

При адиабатном процессе скорость звука зависит от температуры и определяется выражением [42]

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}. \quad (11.9)$$

Для выпускных газов двигателя при  $k = 1,34$  (показатель адиабаты),  $R = 286,4$  Дж/(кг·К) (газовая постоянная) и температуре газов перед турбиной  $T = 1000$  К местная скорость звука  $a = 620$  м/с.

Плотность отработавших газов определяется из выражения

$$\rho = P / (R \cdot T), \quad (11.10)$$

где  $P$  – абсолютное (полное) давление перед турбиной, Н/м<sup>2</sup>;  $T$  – температура, 850 – 1000 К. Для  $P = 0,2 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>,  $R = 286,4$  Дж/(кг·К),

$T = 1000 \text{ К}$  плотность газа будет равна  $0,7 \text{ кг/м}^3$ . При данных параметрах скорость потока (истечения) газа  $\mathcal{G} = 534 \text{ м/с}$  и  $M < 1$  (течение газа дозвуковое).

Для дозвуковых течений секундное объемное количество газа ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), перепускаемое через открытую заслонку, определим из выражения

$$Q = \mu \cdot S_{uz} \cdot \mathcal{G} = \mu \cdot S_{uz} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}, \quad (11.11)$$

где  $\mathcal{G}$  – скорость истечения газа,  $\text{м/с}$ ;  $\Delta P$  – перепад давления газа перед заслонкой,  $\text{Н/м}^2$ ;  $\rho$  – плотность газа,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\mu$  – коэффициент расхода, равный  $0,6 - 0,8$ .

Массовый секундный расход газа ( $\text{кг/с}$ ), перепускаемый мимо турбины, находим по формуле

$$M_{II} = Q \cdot \rho. \quad (11.12)$$

На рис. 11.7 приведена зависимость расхода перепускаемого газа  $M_{II}$  в  $\text{кг/с}$  и в процентах от величины открытия (хода) заслонки  $\Delta K$ . Характеристика построена для перепускного канала с диаметром  $20 \text{ мм}$  и перепада давления перед заслонкой  $\Delta P = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . При открытии заслонки на  $0,5 \text{ см}$  площадь перепускного отверстия равна площади щели. Дальнейшее открытие заслонки не влияет на количество перепускаемого газа.

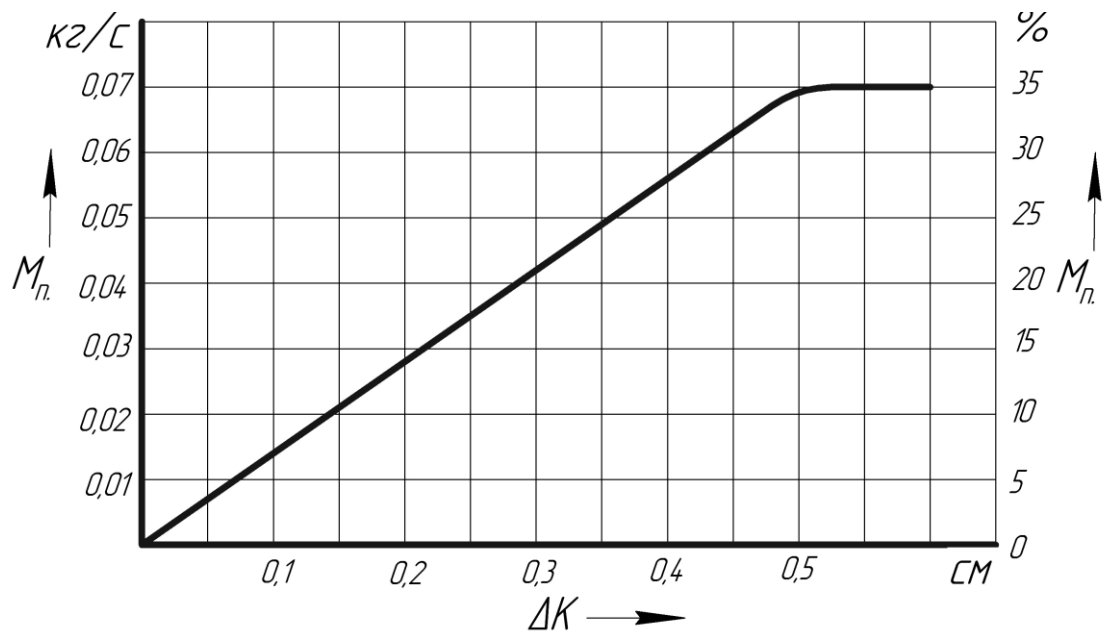


Рис. 11.7. Зависимость количества перепускаемого газа от величины открытия заслонки

При открытии заслонки на 0,5 см величина  $S_{щ} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ . Для полного давления  $P = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ , плотности газа  $\rho = 0,7 \text{ кг/м}^3$ , коэффициенте расхода  $\mu = 0,6$  величина перепуска газа  $M_{\text{п}}$  составит 0,07 кг/с. Если к турбине при закрытой заслонке подводилось 0,2 кг/с (100%) отработавших газов, то перепуск 0,07 кг/с составит 35%. Например, если колесо турбины имело частоту вращения  $100\,000 \text{ мин}^{-1}$ , то перепуск 35% газа позволит снизить его частоту вращения примерно до  $65\,000 \text{ мин}^{-1}$ .

В процессе диагностирования системы перепуска газа мимо турбины проверяют целостность мембраны 3 (см. рис. 11.2) пружины 4 и герметичность перепускной заслонки 13. Устанавливают упорную планку 6 на шток 10 и закрепляют ее. Планка 6 должна касаться штока индикатора 7, шкала которого устанавливается на 0 [37].

Для проверки и настройки перепускного устройства плавно повышают давление в камере 2 при помощи компрессора или насоса, наблюдают за началом движения штока 10 и открытием заслонки (клапана) 13. Записывают давление, при котором происходит начало движения штока, и сравнивают его с данными завода-изготовителя. При необходимости корректируют силу пружины 4, изменяя длину штока 10 при помощи муфты 9. Далее, повышая давление в камере 2, определяют зависимость перемещения штока и открытие заслонки от величины давления.

### ***Контрольные вопросы и задания***

- 1. Для какой цели применяют в турбокомпрессорах систему перепуска газа мимо турбины?*
- 2. Как определяется сила со стороны мембраны, если известно избыточное давление воздуха и диаметр мембраны?*
- 3. Как определяется сила со стороны пружины, если известна ее жесткость и величина предварительного сжатия?*
- 4. При какой величине избыточного давления в воздушной камере начинается движение штока системы перепуска газа?*
- 5. Как определяется сила от давления отработавших газов на закрытой заслонке?*
- 6. Как работает система перепуска газа мимо турбины?*
- 7. Какова последовательность расчета системы перепуска газа мимо турбины?*
- 8. Как выполняют контроль технического состояния системы перепуска газа мимо турбины?*

## 12. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ

Турбокомпрессор служит для подачи воздуха в цилиндры двигателя под избыточным давлением. Турбокомпрессор состоит из центробежного компрессора, осевой или центростремительной турбины и может иметь систему автоматического регулирования. Из систем регулирования расходом воздуха на выходе из компрессора обычно применяют перепуск газа мимо турбины или поворот лопаток соплового аппарата.

На рис. 12.1 показан разрез турбокомпрессора с устройством перепуска газа мимо турбины. Турбокомпрессоры ТКР-5,5 выпускаются с регулирующим клапаном, что позволяет изменять мощность на валу турбины путем перепуска газов мимо рабочего колеса.

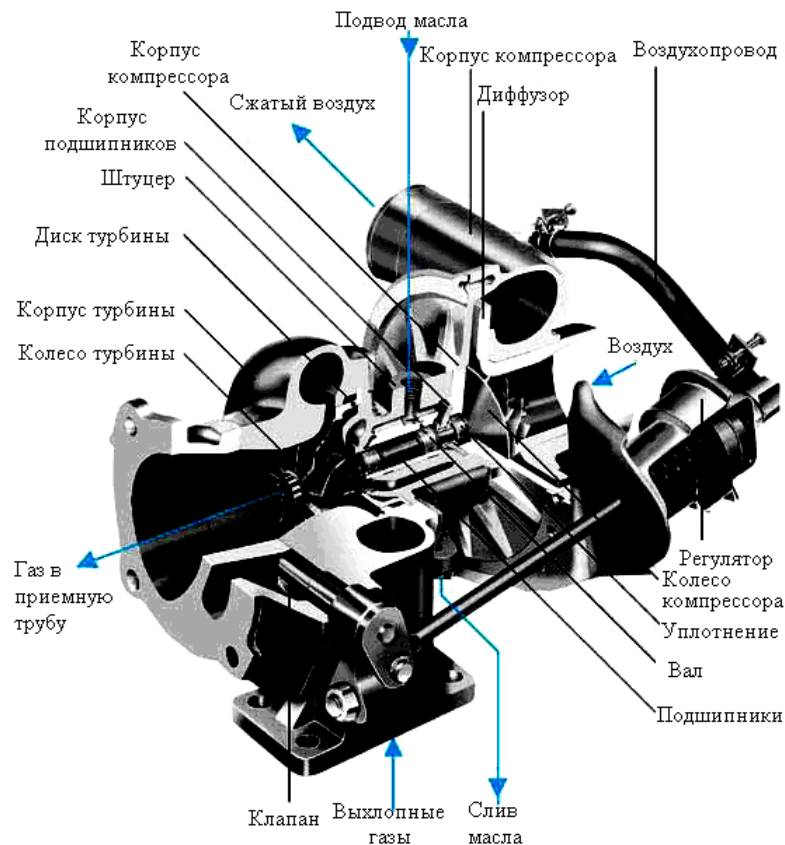


Рис. 12.1. Разрез турбокомпрессора с системой перепуска газа мимо турбины

Системы подачи воздуха дизеля и топлива зависят друг от друга и влияют на качество процесса сгорания. При недостатке воздуха

или увеличенной цикловой подаче топлива процесс сгорания ухудшается, что приводит к снижению мощности двигателя, увеличению расхода топлива и образованию сажи. Сажа (несгоревший углерод топлива), в виде черного дыма, выбрасывается из системы выпуска двигателя.

Подача воздуха (кислорода) может быть снижена в результате засорения фильтра. Поэтому при наличии черного дыма в системе выпуска **в первую очередь** необходимо заменить забившийся воздушный фильтр. Если замена фильтра не устранила указанное нарушение работы двигателя, **то следующей** причиной может быть низкое давление наддува или завышенная подача топлива.

При своевременном и качественном обслуживании двигателя турбокомпрессор (ТКР) может работать длительное время без нарушений и поломок. Иногда турбокомпрессор демонтируют с двигателя, не диагностируя его состояние. Ремонт турбокомпрессора нужно проводить, убедившись в полном отсутствии нарушений в работе двигателя. Часто это позволяет предотвратить бесполезную замену исправных агрегатов наддува.

Основанием для поиска неисправностей служит **обращение клиента**. Для успешного поиска неисправности выясняется, при каких условиях она возникла. Для этого заполняется **опросный лист**, в котором указывается, является ли неисправность длительной, при каких условиях она проявляется, как изменились мощность и расход топлива.

Электронные системы впрыска включают **самодиагностику**. Все современные блоки управления передают на считывающие устройства замеренные параметры, по анализу которых проводят самодиагностику. В табличных данных указываются режим работы двигателя, подача топлива, расход воздуха, температура охлаждающей жидкости, воздуха, топлива, начало впрыскивания до ВМТ поршня, давление наддува, отклонение подачи топлива в первом цилиндре от заданной [30].

Самые распространенные неисправности турбокомпрессоров – шум при его работе, синий или черный дым из выхлопной системы, повышенный расход масла, снижение мощности двигателя.

**Шумная работа** турбокомпрессора происходит в результате повреждения лопаток колес, их касания с другими деталями, биения в результате износа подшипников и вала, увеличения зазора.

По цвету отработавших газов в процессе диагностики можно оценить неисправности цилиндропоршневой группы, системы питания и снабжения воздухом.

**Белый цвет** отработавших газов говорит о присутствии воды в топливе или ее поступления в цилиндры двигателя через поврежденные участки прокладки, которая расположена между головкой и блоком цилиндров, а также трещины в цилиндре.

**Черный цвет** газов возникает в результате образования сажи. Сажа появляется в процессе сгорания углерода при недостатке воздуха или избытке топлива. Нарушение процесса сгорания происходит в результате снижения давления воздуха в линии впуска или нарушения регулировки топливной аппаратуры.

На рис. 12.2 приведена схема диагностирования турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной (ТКР), включающая определение компрессии в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) и оценку технического состояния топливной аппаратуры.



Рис. 12.2. Схема диагностирования систем ДВС и ТКР (\*не связано с неисправностью ТКР)

При засорении воздушного фильтра в цилиндр двигателя поступает недостаточное количество воздуха, что ведет к неполному сгоранию топлива, снижению мощности, образованию сажи и черному дыму из выхлопной системы. Снижение мощности двигателя может быть и в результате нарушений процесса топливоподачи, плохой работе системы перепуска газа мимо турбины или неисправности клапана рециркуляции отработавших газов и других нарушений систем автоматического регулирования.

Дымность отработавших газов проверяют дымомерами, например прибором фирмы «Хартридж». В процессе проверки фильтра на загрязнение двигатель работает с фильтрующим элементом и без него. Если уровень дымности значительно снизился при удалении фильтрующего элемента, то одной из причин дымления являлся засоренный фильтр.

**Голубому цвету** отработавших газов способствует наличие моторного масла в процессе сгорания, которое содержит различные присадки. Утечки масла могут происходить из узла смазки подшипников турбокомпрессора. Причиной этого является загрязнение воздушного фильтра, которое способствует созданию разрежения на входе в компрессор, или износ уплотнений между корпусом, колесом компрессора и валом.

По изменению цвета отработавших газов (особенно черного или голубого) определяют нарушения в системе снабжения воздухом и топливом.

Для диагностики турбокомпрессоров необходимо знать их технические характеристики.

**Прежде чем проводить диагностирование агрегатов наддува, необходимо проверить исправность цилиндропоршневой группы и системы питания двигателя.**

### **12.1. Анализ технического состояния цилиндропоршневой группы и системы питания двигателя**

Для определения компрессии (давления воздуха в конце такта сжатия) используют компрессометр, который состоит из манометра, трубки с коническим уплотнением и обратного клапана. Определяя компрессию в отдельных цилиндрах, косвенно оценивается состояние поршневой группы и ее износ. Компрессометр устанавливается в отверстие для крепления форсунки или свечей накаливания. Проверка

компрессии производится при пусковой частоте вращения коленчатого вала. Получаемая величина давления для дизеля не должна быть менее 2,5 МПа.

После проверки компрессии оценивают состояние топливной аппаратуры (ТА). Неисправности ТА рекомендуется определять при помощи тензометрического датчика или зажимного (съёмного) датчика [11, 43], пьезоплётка которого при помощи специального устройства прижимается к цилиндрической поверхности трубопровода высокого давления (см. рис. 5.3, гл. 5).

При деформации трубки (до 0,001 мм) изменяется сопротивление пьезоплётки, а при помощи усиливающей и регистрирующей аппаратуры фиксируется импульс давления, по анализу которого определяется состояние насоса и форсунки.

Датчик давления зажимной выпускает австрийская фирма AVL с рычажным или с винтовым креплением. Размер внутренней полости датчика должен обязательно соответствовать значению наружного диаметра трубопровода (6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 мм).

Имея набор осциллограмм для определенных дефектов и сравнивая их с эталонной (контрольной) осциллограммой (см. рис. 5.4, гл. 5), определяют вид неисправности или отказа. Изменение формы импульса давления в процессе диагностики позволяет определить такие неисправности, как закоксовывание сопловых отверстий, зависание иглы, дополнительный впрыск, износ прецизионных деталей насоса и форсунки.

Определив состояние поршневой группы и топливной аппаратуры (в нашем примере компрессия двигателя и топливная аппаратура находятся в исправном состоянии), приступают к поиску неисправностей агрегата наддува и его вспомогательных систем.

В табл. 12.1 приведены неисправности топливной аппаратуры (ТА), которые можно определить по анализу импульса давления, записанного в трубопроводе у форсунки.

Цифрами обозначено:

*1 – закоксованный распылитель; 2 – низкое давление открытия иглы распылителя; 3 – высокое давление открытия иглы распылителя; 4 – увеличенный зазор между иглой и направляющей, потеря герметичности посадочного конуса; 5 – зависание иглы распылителя; 6 – износ нагнетательного клапана или поломка пружины; 7 – износ плунжерных пар.*



Таблица 12.1

**Поиск неисправностей топливной аппаратуры по анализу давления  
в трубопроводе высокого давления**

Форма осциллограммы	Неисправности ТА						
	1	2	3	4	5	6	7
1. Высокая скорость повышения давления (участок 3–4, см. рис. 5.4, гл. 5)			*				
2. Низкая скорость повышения давления (3–4)				*		*	*
3. Низкое пиковое давление (точка 6)				*	*		
4. Высокое пиковое давление (точка 6)	*		*				
5. Наличие «запорного крюка» (точка 7)	*	*	*			*	
6. Слишком короткий впрыск (участок 4–7)			*	*			*
7. Слишком длинный впрыск (4–7)		*			*	*	
8. Крутой подъем давления после начала впрыскивания (5–6)	*	*					
9. Высокая амплитуда отражённых волн (9–10)	*		*			*	
10. Низкая амплитуда отражённых волн (9–10)		*		*	*		
11. Дополнительный впрыск	*					*	
12. Повышение остаточного давления	*					*	

## 12.2. Диагностирование турбокомпрессора

На рис. 12.3 показана схема системы наддува двигателя с перепуском газа мимо турбины и рециркуляцией отработавших газов. На схеме указано расположение вакуумметра 3 в линии всасывания 2, манометра 5 на выходе из компрессора 4, манометра 8 на входе системы впуска в двигатель, манометра 13 на входе отработавших газов в турбину. При помощи вакуумметра 3 определяют разрежение в линии

всасывания. По разности показаний манометра 5 и 8 определяют герметичность нагнетательного канала 6 и заслонки 12. Рециркуляция (возврат) отработавших газов во впускную систему 2 производится с целью уменьшения токсичности газов в выпускной системе.

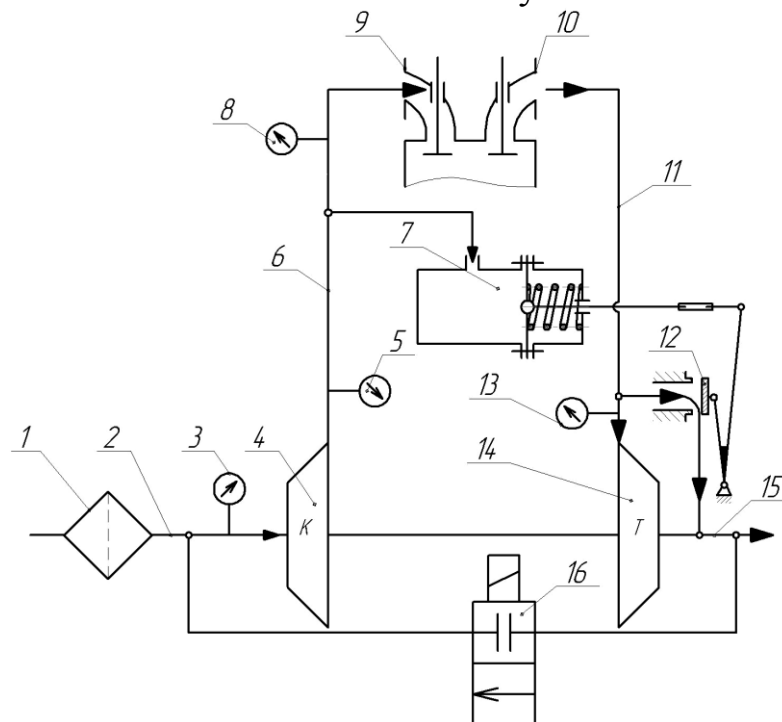


Рис. 12.3. Схема газотурбинного наддува двигателя с перепуском газа мимо турбины и рециркуляцией отработавших газов:

- 1 – фильтр воздушный; 2 – впускной канал; 3 – вакуумметр;
- 4 – компрессор; 5 – манометр; 6 – нагнетательный канал;
- 7 – камера управления с мембраной и пружиной; 8 – манометр;
- 9 – впускной коллектор; 10 – выпускной коллектор;
- 11 – канал подвода газа к турбине; 12 – заслонка перепускного отверстия; 13 – манометр; 14 – турбина;
- 15 – выпускная система; 16 – клапан рециркуляции

При эксплуатации двигателя с наддувом необходимо уделять внимание тепловой напряженности подшипников ротора и деталям уплотнения. Нельзя проводить резкую остановку двигателя после длительной работы на полной нагрузке, так как температура корпуса турбокомпрессора может увеличиться со 100 до 200 °С и привести к поломкам. Повышение температуры происходит в результате прекращения подачи масла в подшипниковый узел и интенсивному подводу теплоты от колеса турбины.

Для снижения тепловой напряженности турбокомпрессора рекомендуется работа двигателя на режиме холостого хода в течение 5–10 мин до полной его остановки.

На рис. 12.4 приведен общий вид турбокомпрессора с поворотом лопаток соплового аппарата турбины. Поворот лопаток диффузора позволяет изменять величину работы газа на колесе турбины и соответственно частоту вращения колеса турбины и колеса компрессора. Схема регулирования очень эффективна, но утечки масла через уплотнения в зоне подшипника приводят к образованию коксовых отложений в соединениях и потери подвижности рычагов управления.

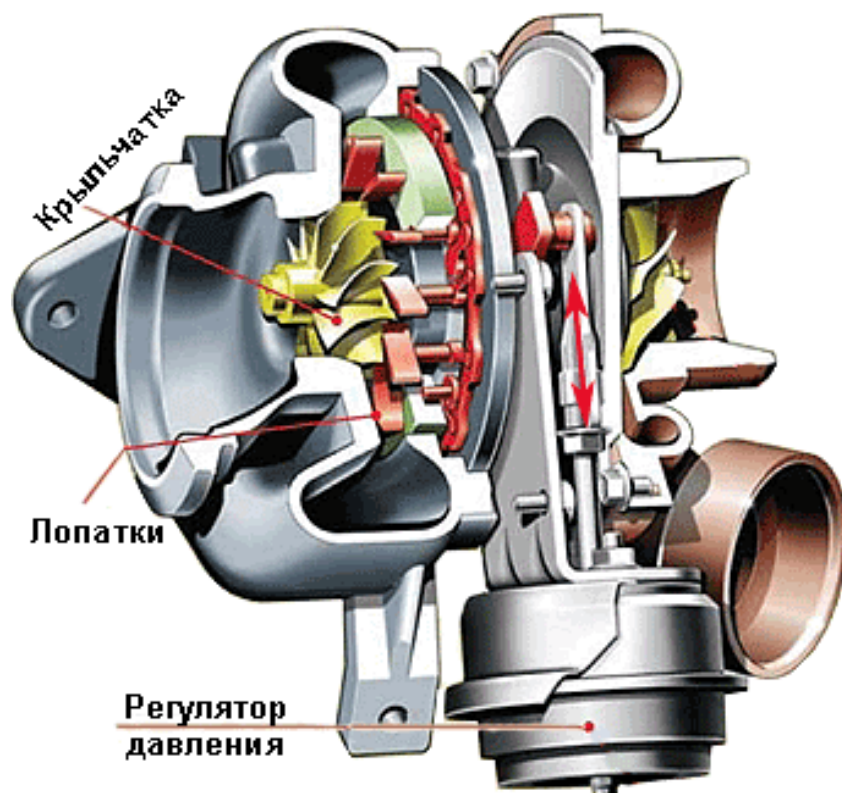


Рис. 12.4. Общий вид турбокомпрессора с поворотом лопаток соплового аппарата турбины

На рис. 12.5 приведена схема регулирования турбины с поворотом лопаток соплового аппарата. Рычаг управления 3 входит в паз диска поворотного 4, образуя жесткую связь. С обратной стороны поворотного диска 4 имеются пазы, в которые установлены рычаги 5, жестко связанные с лопатками 6 соплового аппарата. Например, длина плеч рычагов поворотного устройства  $L_1 = L_2 = L_3 = 14$  мм. При повороте рычага 3 на  $10^\circ$  диск 4 также повернется на  $10^\circ$ . Лопатки 6

тоже повернутся на  $10^0$ , увеличивая начальный угол установки лопаток, например, с  $20^0$  до  $30^0$ . При этом изменятся направление потока газа на лопатки, мощность турбины и частота вращения колеса. Следует отметить, что при различной длине рычагов управления необходимо учитывать передаточные отношения.

Камера управления (регулятор давления), соединенная со штоком 1, имеет подобную конструкцию и принцип действия, как изображенные на рис. 12.3.

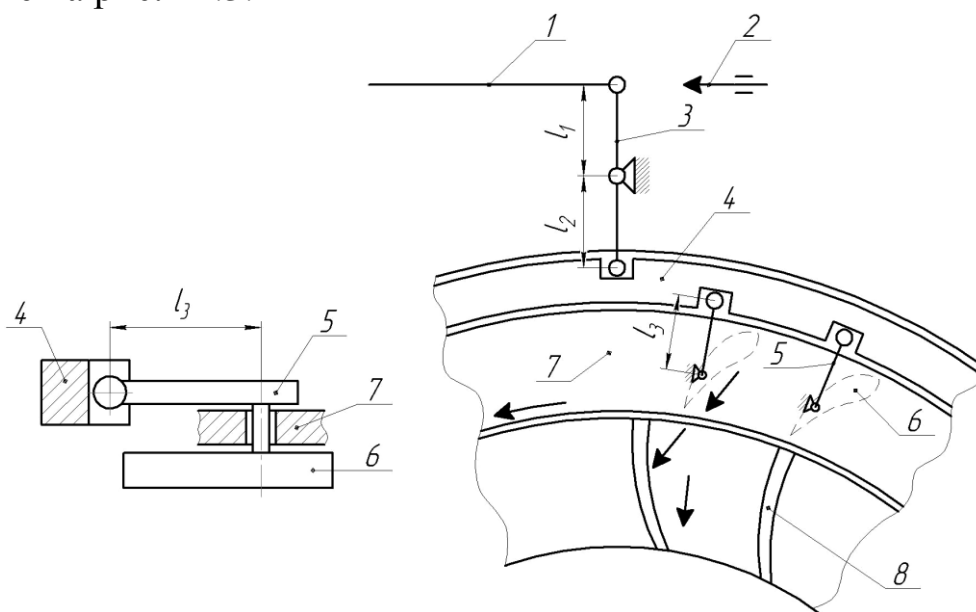


Рис. 12.5. Схема регулирования турбины с поворотом лопаток соплового аппарата:

- 1 – шток камеры управления; 2 – регулируемый ограничитель (винт);  
 3 – рычаг управления; 4 – диск поворотный; 5 – рычаг поворота лопаток соплового аппарата; 6 – корпус неподвижный;  
 7 – корпус неподвижный;  
 8 – лопатки колеса турбины

В табл. 12.2 приведены основные неисправности турбокомпрессоров с перепуском газа мимо турбины и поворотом лопаток соплового аппарата турбины, указаны причины неисправностей и способы их устранения.

Цифрами обозначено:

1 – двигатель глохнет при разгоне; 2 – недостаток мощности двигателя; 3 – черный выхлоп из системы выпуска; 4 – чрезмерный расход масла; 5 – выхлоп синего цвета из системы выпуска; 6 – шум в турбокомпрессоре; 7 – повторяющийся звук в турбокомпрессоре; 8 – утечка масла через уплотнение компрессора; 9 – потеря подвижности штока камеры управления.

Таблица 12.2

## Причины и способы устранения неисправностей турбокомпрессора

1	2	3	4	5	6	7	8	9	Причины	Способы устранения
1									2	3
	*	*	*	*				*	Воздушный фильтр <i>1</i> загрязнен (рис. 12.3)	Замените фильтр
	*	*	*	*	*				Приток воздуха в систему впуска <i>2</i> до компрессора (рис. 12.3)	Замените прокладки и подтяните соединение
	*	*	*	*	*	*	*		Образование загрязнения в каналах колеса компрессора или диффузоре	Очистите колесо, удалите источник загрязнения воздуха, замените масло и фильтр
	*	*	*	*	*				Утечка воздуха из нагнетательной системы <i>б</i> (рис. 12.3)	Замените прокладки и подтяните соединение
			*	*				*	Повышенное сопротивление в сливной масляной магистрали компрессора	Замените патрубок сливной магистрали узла смазки турбокомпрессора
	*	*			*			*	Утечка газов из входного канала турбины в соединение с коллектором	Замените прокладки и подтяните соединение
					*				Утечка газов в систему выпуска турбины	Устраните утечки газа
	*	*				*	*		Утечка газов в соединение выпускного коллектора <i>10</i> и двигателя (рис. 12.3)	Замените прокладки и подтяните соединение
			*	*				*	Повышенное давление в системе вентиляции картера двигателя	Промойте фильтр отвода картерных газов в атмосферу
	*								Неисправность камеры управления <i>7</i> и заслонки <i>12</i> (рис. 12.3)	Проверьте правильность работы камеры управления и заслонки
	*	*							Неисправность клапана <i>16</i> рециркуляции отработавших газов (рис. 12.3)	Проверьте правильность работы клапана рециркуляции отработавших газов
*	*	*						*	Высокое или низкое давление наддува	Проверьте работу перепускной заслонки <i>12</i> (рис. 12.3) и подвижность диска <i>7</i> или штока <i>1</i> (рис. 12.5)
*	*							*	Образование нагара в зоне диска <i>4</i> или поворотных лопаток <i>б</i> (рис. 12.5)	Удалите нагар, замените уплотнение между валом и корпусом турбины

1								2		3	
*	*	*	*	*	*	*	*	Поврежден турбокомпрессор	Отремонтируйте или установите новый турбокомпрессор		
*	*	*	*	*	*	*	*	Изношены поршневые кольца, цилиндры (прорыв газов, снижена компрессия)	В соответствии с инструкцией по эксплуатации отремонтируйте двигатель		
*	*	*	*	*	*	*	*	Топливная система вышла из строя или плохо отрегулирована	В соответствии с инструкцией по эксплуатации двигателя отремонтируйте и отрегулируйте топливную аппаратуру		
*	*	*	*	*	*	*	*	Неправильное опережение впрыска топлива	Установите требуемый угол опережения впрыска топлива		
*	*	*	*	*	*	*	*	Резкая остановка работающего двигателя	Остановите двигатель согласно инструкции		

Было рассмотрено диагностирование турбокомпрессора непосредственно на автомобиле или на другой технике. Но при ремонте двигателя турбокомпрессор иногда демонтируют. Его техническое состояние можно определить, используя специальный стенд (рис. 12.6).

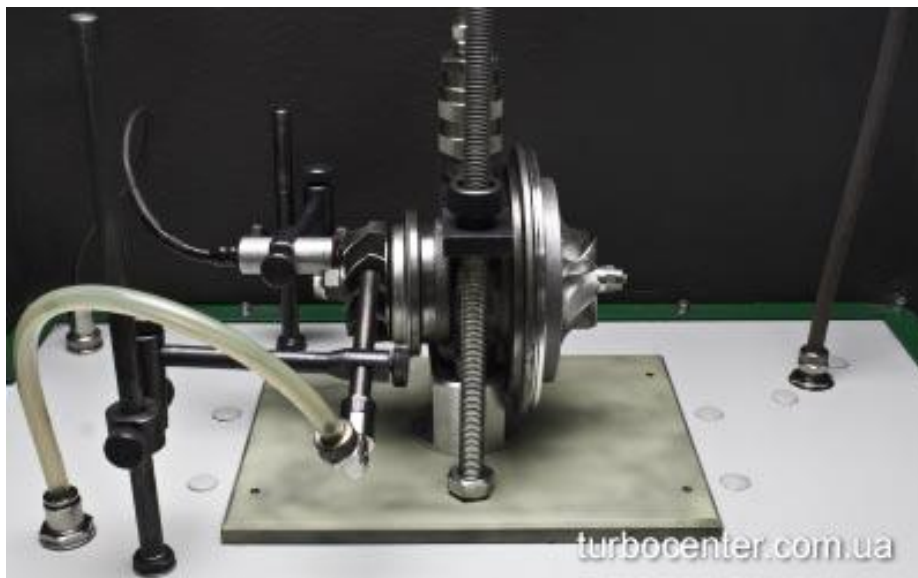


Рис. 12.6. Стенд для внешнего осмотра и анализа технического состояния внутренних частей турбокомпрессора

Для внешнего осмотра колеса компрессора и турбины выполняют частичную разборку турбокомпрессора. Снимают улитку компрес-

сора и турбины. Затем при помощи специального зажимного устройства устанавливают корпус компрессора с колесом турбины и компрессора на стенд.

Диагностика турбокомпрессора на стенде позволяет выявить допустимые осевые и радиальные зазоры (люфты) вала, наличие механических повреждений колеса компрессора и турбины, повреждение уплотнений на валу у компрессора и турбины. Колесо турбины приводится во вращательное движение при помощи струи воздуха, поступающей под определенным давлением из ресивера компрессора.

Во внутреннюю полость турбокомпрессора подается под давлением моторное масло кинематической вязкостью, соответствующей значению при работающем двигателе (например, моторное масло М10 Г<sub>1</sub> имеет примерную вязкость 10 сСт при 100 °С). При отсутствии утечек масла через поверхность вала в сторону колеса компрессора или турбины уплотнение считается исправным.

Для исследования и диагностирования турбокомпрессора предлагается специальный стенд.

### **12.3. Устройство и работа стенда для диагностирования и испытания агрегатов наддува**

Для диагностики и получения экспериментальных характеристик компрессора и турбины была предложена схема стенда [37]. За основу принят стенд для продувки турбин турбокомпрессоров типа ТКР-14, созданный на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета г. Хабаровска [44].

Стенд включает в себя две воздуходувки ТВ-42, соединенные последовательно для получения необходимого давления перед турбиной. Имеет систему смазки подшипников, трубопроводы с регулирующими задвижками, позволяющими установить необходимый режим работы турбокомпрессора, приборы для измерения давления, температуры и частоты вращения ротора. Полное давление фиксируется манометрами, перепады между полным и статическим давлением – жидкостными пьезометрами. В качестве тормоза для турбины используется центробежный компрессор. Нагрузка регулируется изменением расхода воздуха через компрессор при помощи заслонки, установленной на его выходе.

На рис. 12.7 приведена схема рекомендуемого стенда, позволяющая проводить диагностирование и испытание турбокомпрессо-

ров с радиально-осевой турбиной бензиновых и дизельных быстроходных двигателей мощностью до 400 кВт.

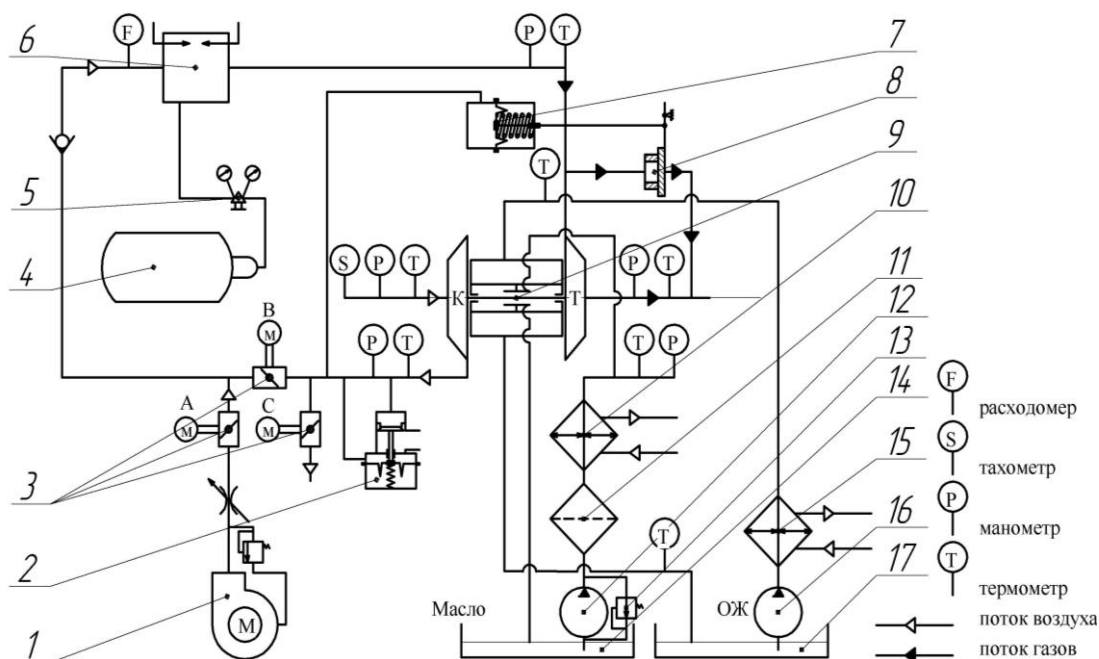


Рис. 12.7. Стенд для диагностирования и испытания турбокомпрессоров:  
 1 – воздуходувка; 2 – предохранительный клапан (Blow - off); 3 – заслонки (клапаны) поворотные с электромеханическим приводом; 4 – баллон с газом (пропан - бутан); 5 – редуктор газовый; 6 – камера сгорания с искровым розжигом; 7 – камера управления перепускного устройства; 8 – клапан (заслонка) перепускного устройства; 9 – турбокомпрессор; 10 – терморегулятор (охладитель масла); 11 – фильтрующий элемент; 12 – насос; 13 – перепускной клапан; 14 – емкость для масла; 15 – охладитель; 16 – насос центробежный; 17 – емкость для охлаждающей жидкости

Данный стенд позволяет проводить следующие работы:

- диагностику и настройку турбокомпрессоров бензиновых и дизельных быстроходных двигателей;
- холодную и горячую обкатку турбокомпрессоров после ремонта;
- моделирование режимов работы турбокомпрессора для условий эксплуатации;
- снятие характеристик компрессора и турбины.

Установка имеет систему смазки подшипников турбокомпрессора, включающую емкость для масла 14, насос 12 с перепускным



клапаном 13, фильтрующий элемент 11, терморегулятор и холодильник 10. Марка масла должна соответствовать моторному маслу, применяемому на двигателе, на котором установлен испытуемый турбокомпрессор. Температура масла должна быть не менее 100 °С и соответствовать условиям эксплуатации. При использовании моторного масла SAE 5W-30, API-CD (МЗ<sub>3</sub>-10Д<sub>2</sub>) для высокофорсированных двигателей с наддувом его кинематическая вязкость при 100 °С лежит в пределах 9,5 – 11,5 сСт.

При износе подшипников скольжения увеличивается зазор между валом и подшипником, при этом расход масла также возрастает. По изменению расхода масла рекомендуется оценка величины зазора в подшипниковом узле и определение его предельного значения.

При нарушении уплотнения между подшипниковым узлом и колесом компрессора или турбины возможно просачивание масла, что также является дефектом в работе турбокомпрессора.

Для охлаждения турбокомпрессора, когда рабочим телом является газ с температурой до 900 К, используется система охлаждения, состоящая из ёмкости для охлаждающей жидкости 17, насоса центробежного типа 16 и охладителя 15. Установка может работать в одном из двух режимов:

**В первом режиме** в качестве рабочего тела используется сжатый атмосферный воздух (холодный режим). С пульта управления приводятся в действие поворотные заслонки 3. При включении воздуходувки 1 и открытом клапане 3 перед ней (верхний клапан закрыт) воздух поступает на вход в турбину турбокомпрессора 9. Расход воздуха через турбину регулируется дросселем.

Перед тем как запустить воздуходувку 1, нужно включить систему смазки и убедиться, что давление на входе в узел смазки подшипников составляет не менее 0,2 МПа. Так как турбина приводится в движение от воздуха, который имеет температуру не более 30 °С, то систему охлаждения можно не включать.

Частоту вращения вала ротора турбокомпрессора определяют в процессе исследования при помощи тахометра АТТ- 6002. Для измерения температуры воздуха на входе и выходе из компрессора используют термометры, давления – манометры, расхода – расходомеры. В качестве тормоза для турбины применяется компрессор (К) турбокомпрессора 9. Изменяя положение заслонки 3 на выходе из компрессора (заслонка 3,В закрыта), устанавливают необходимое давление перед турбиной, расход воздуха и проводят испытания.

**Во втором режиме** используются продукты сгорания, поступающие из камеры сгорания б (горячий режим). С пульта управления приводятся в действие поворотные заслонки 3. При подаче газового топлива из баллона 4 (смесь пропана и бутана) и воздуха из воздухоудувки 1 в камеру б поток продуктов сгорания поступает в турбину, вращая ее колесо. После воспламенения топлива в камере сгорания воздух поступает в неё из компрессора. При этом верхняя заслонка 3В открыта, а две нижние (3,А и 3,С) закрываются, а воздухоудувка 1 выключается. Количество газа на входе в турбину регулируется изменением подачи топлива, поступающего в камеру сгорания. При использовании камеры сгорания кроме системы смазки дополнительно включается система охлаждения. Кроме газа, для организации процесса горения в камере б возможно применение распыленного дизельного топлива.

Как для первого, так и для второго режимов работы стенда (см. рис. 12.7) используются тахометр  $S$ , расходомер  $F$ , манометры давления  $P$  и термометры  $T$ . Для определения скорости потока газов в различных сечениях применяются пьезометры и трубки Пито. Для установки на стенд турбокомпрессоров с различными размерами предусмотрены переходные фланцы.

#### 12.4. Характеристики компрессора и турбины

Степень повышения давления в компрессоре есть отношение полного (абсолютного) давления на выходе из компрессора к давлению на входе  $\pi_k = P_k / P_o$ . С увеличением массового расхода  $M_k$  в каналах компрессора (при постоянной частоте вращения вала компрессора  $n$ ) скорость воздуха и потери давления повышаются, что приводит к снижению  $P_k$  и  $\pi_k$ . Зависимость  $\pi_k$  от  $M_k$  снижается для различных  $n$ .

Значение адиабатного КПД компрессора  $\eta_{ад}$  определяют как отношение адиабатной работы сжатия воздуха к действительной работе при  $n = \text{const}$ . Величина  $\eta_{ад}$  достигает наибольших значений при определенном расходе воздуха. Всякое отклонение от этого оптимального режима сопровождается увеличением гидравлических потерь и снижением  $\eta_{ад}$ . Нормальная характеристика компрессора выражает (рис. 12.8) зависимость  $\pi_k$ ,  $\eta_{ад}$  от массового секундного расхода  $M_k$  при различных частотах.

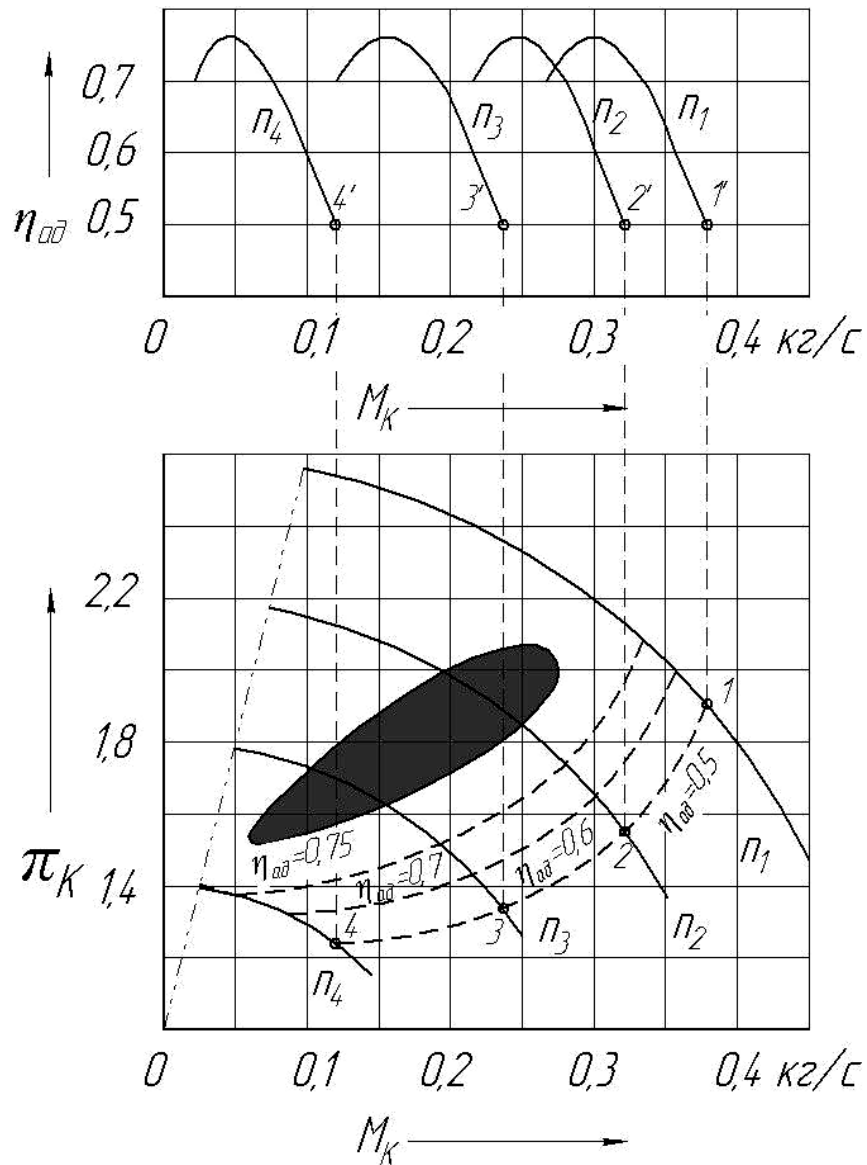


Рис. 12.8. Нормальная характеристика центробежного компрессора

Нормальную характеристику центробежного компрессора строят по результатам испытаний компрессора на специальной установке [37]. Обычно значения  $\eta_{ad}$ , при помощи секущих плоскостей, переносят на характеристику  $\pi_k$  от  $M_k$  (см. рис. 12.8 точки переноса  $1', 2', 3', 4'$  при использовании пунктирных линий). Это позволяет определить область максимального КПД, что важно при выборе компрессора для двигателя. При выборе компрессора для двигателя конкретной мощности значения  $\pi_k$  и  $M_k$  должны лежать в области максимального значения  $\eta_{ad}$ .

Колеса компрессора и турбины жестко располагаются на одном валу. Вал вращается в подшипниках скольжения, которые закреплены в корпусе турбокомпрессора. Массовый расход воздуха через компрессор  $M_k$  примерно равен массовому расходу выпускных (отработавших) газов через турбину  $M_T$ . Частота вращения колеса компрессора  $n_k$  равна частоте вращения колеса турбины  $n_T$ . Мощность компрессора  $N_k$  одинакова с мощностью турбины  $N_T$ . Данная связь между компрессором и турбиной упрощает их расчет и представление совместных характеристик.

Анализ опытных данных показывает, что при изменении нагрузки противодавление за турбиной не изменяется. Тогда расходную характеристику турбины можно представить как зависимость степени понижения (расширения) давления в турбине  $\pi_T$ , температуры газа перед турбиной  $T^*_T$  от расхода газа  $M_T$ . Для удобства последующего согласования характеристик турбины и компрессора на поле расходной характеристики турбины необходимо нанести линии постоянных частот вращения. В процессе испытаний температуру перед турбиной  $T^*_T$  поддерживают постоянной (например, 600, 700, 800, 900 К).

Для согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора вначале совмещают характеристику турбины и компрессора (рис. 12.9). Для этого на характеристику компрессора наносят линии постоянных температур (изотерм  $T^*_T = \text{const}$ ). Например, из точки пересечения линии постоянных частот вращения  $n_{1T}$  с линией постоянных температур газа  $T^*_{4T}$  (изотермой) восстанавливают перпендикуляр до пересечения с линией постоянных частот на характеристике компрессора  $n_{1k}$ . Аналогично поступают для других частот вращения турбины и компрессора. Соединив точки одинаковых величин температуры, получают поле изотерм на характеристике компрессора. Точки пересечения изотерм с линиями постоянных частот компрессора соответствуют таким режимам работы турбины и компрессора, **когда их мощности равны**. Соединяя полученные точки  $A, B, B, Г$ , получим **линию рабочих режимов** турбокомпрессора, характеризующую изменение параметров наддува при любых значениях частот вращения и температур выпускных газов перед турбиной. Поле КПД компрессора специально не изображено для лучшего понимания построения линии рабочих режимов турбокомпрессора. Следует отметить, что работа компрессора должна проходить в зоне его максимального КПД и допустимой температуры перед турбиной.

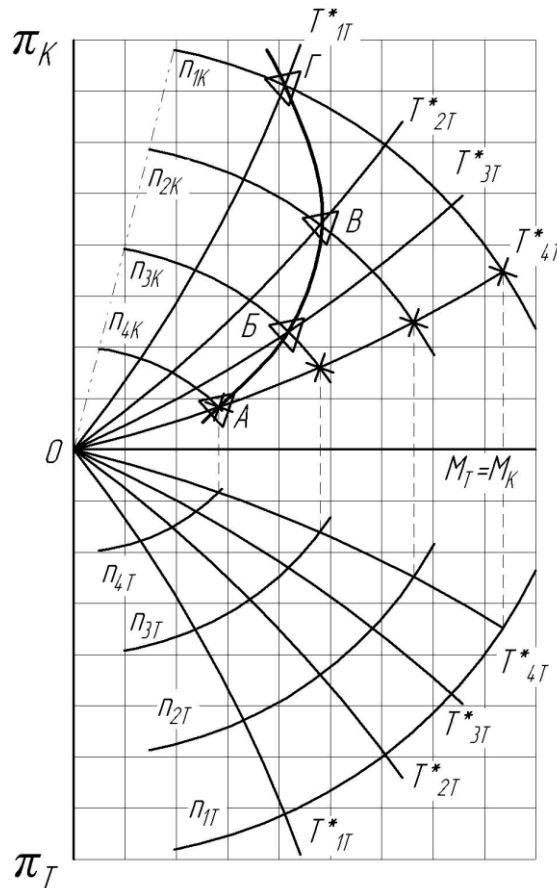


Рис. 12.9. Совмещенные характеристики турбины и компрессора

Линия рабочих режимов турбокомпрессора должна быть расположена на достаточном удалении от границы **помпажа** компрессора (линия штрихпунктирная).

### **Контрольные вопросы и задания**

1. Какие неисправности двигателя и турбокомпрессора определяет белый, синий, черный дым отработавших газов?
2. Назовите основные причины повышенного шума при работе турбокомпрессора.
3. Почему нельзя резко «глушить» двигатель при работе его на полных нагрузках?
4. Может ли одной из причин черного дыма быть полное засорение воздушного фильтра?
5. Что представляет собой нормальная характеристика центробежного компрессора и как она строится?
6. Как и для какой цели строится совмещенная характеристика турбины и компрессора?

## Библиографический список

1. 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.
2. Макушев, Ю.П. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами : учебное пособие / Ю.П. Макушев, Т.А. Полякова, Л.Ю. Михайлова и др. – Омск : СибАДИ, 2011. – 284 с.
3. Лышевский, А.С. Системы питания дизелей : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / А.С. Лышевский. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.
4. Трусов, В.И. Форсунки автотракторных дизелей / В.И. Трусов, В.П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. – М. : Машиностроение, 1977. – 167 с.
5. 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.
6. Василевский, В.П. Повышение срока службы форсунок автотракторных дизелей путем уменьшения интенсивности их закоксовывания : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05. 04. 02 / Василевский Владимир Павлович. – М., 1987. – 17 с.
7. Пермяков, В.В. Физико-химические свойства нагаров / В.В. Пермяков, А.А. Усольцев, А.М. Степаненко. Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона : материалы Междунар. научно-технической конф. «Двигатели 2008» / под ред. В.А. Лашко. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – С. 272 – 275.
8. Володин, А.И. Причины образования кокса в сопловых отверстиях распылителей форсунок дизелей / А. И. Володин, Л. Ю. Михайлова, Ю. П. Макушев // Омский научный вестник : Серия «Приборы, машины и технологии». – 2013. – № 1 (117). – С. 59 – 63.
9. Экспериментальное определение оптимального сочетания режимов работы двигателя и выбор методики закоксовывания распылителей : Отчет о НИР № 272; рук. Комаров В.А., исп. Климов В.М., Макушев Ю.П., Василевский В.П./ Павлодарский индустриальный институт. – Павлодар, 1980. – 50 с.
10. Пат. 2272168. Российская Федерация, МПК RU 2 272 166 С1. Датчик комбинированный / Макушев Ю.П.; заявитель и патентообладатель Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ). – № 2004120817/06; заявл. 07.07. 04; опубл. 20. 03. 06, Бюл. № 8. – 5 с.: ил. 1.
11. Макушев, Ю.П. Датчики для осциллографирования процесса впрыска топлива в дизелях. Ориентированные фундаментальные и прикладные исследования – основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России / Ю.П. Макушев, А.В. Филатов, Л.Ю. Михайлова // Матер. 66-й Межд. науч.-практ. конф.– Омск : СибАДИ, 2012. – Кн. 2. – С. 67 – 71.

12. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / Б.Н. Файнлейб : справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, Ленинг. отд-ние, 1990. – 352 с.
13. Живоченко, А.В. Датчик для записи подъема иглы форсунки дизеля / А.В. Живоченко, Л.Ю. Михайлова // Вестник Павлодарского университета. – 2001. – № 4. – С. 110 – 112.
14. Михайлова, Л.Ю. Датчик давления для осциллографирования хода иглы распылителя форсунки // Ориентированные фундаментальные прикладные исследования – основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России. Кн. 2: материалы Всероссийской 65-й научно-технической конференции ФГБОУ ВПО «СибАДИ». – Омск, 2011. – С. 397 – 402.
15. Макушев, Ю.П. Системы питания быстроходных дизелей : учебное пособие / Ю.П. Макушев. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2004. – 181 с.
16. Макушев, Ю.П. Диагностика форсунок дизелей, их регулировка и восстановление / Ю. П. Макушев, Л. Ю. Михайлова // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания : сб. науч. тр. / под ред. проф. В. А. Лашко. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2012. – Вып. 5. – С. 125 – 132.
17. Михайлова, Л.Ю. Диагностика форсунки дизеля по анализу хода иглы и утечкам топлива /Л. Ю. Михайлова // Вестник инновационного евразийского университета. – 2011. – № 3 (43). – С. 99 – 105.
18. Коньков, А.Ю. Основы технической диагностики локомотивов : учеб. пособие /А. Ю. Коньков. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2007. – 98 с.
19. Михеев, В.А. Выбор контролируемых параметров для исследования качества функционирования тепловоза /В. А. Михеев, Е. И. Сквородников // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2008. – № 1. – С. 206 – 209.
20. Симсон, А.Э. Испытания тепловозных и судовых дизелей типа Д100 / А.Э. Симсон, Н.П. Синенко, Ф.М. Маляров и др. – М. : Машгиз, 1960. – 264 с.
21. Макушев, Ю.П. Методика диагностики топливной аппаратуры дизеля по изменению давления на входе в форсунку и движения иглы / Ю. П. Макушев, Л. Ю. Михайлова, А. В. Филатов // материалы Международной научно-практической конференции. – Пермь, 2012. – Т. 1. – С. 347 – 354.
22. Макушев, Ю.П. Системы питания двигателей внутреннего сгорания : методические указания к лабораторным и практическим работам по профилю подготовки «Двигатели внутреннего сгорания» / Ю.П. Макушев. – Омск : СибАДИ, 2012. – 96 с.
23. Иващенко, Н. А. Дизельные топливные системы с электронным управлением / Н. А. Иващенко, В. А. Вагнер, Л. В. Грехов. – Барнаул : Изд-во АлГТУ им. И.И. Ползунова, 2000. – 111 с.
24. Сига, Х. Введение в автомобильную электронику / Х. Сига, С. Мидзутани: пер. с япон. Л. А. Богданова. – М. : Мир, 1989. – 232 с.
25. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков /А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др.; под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. – М. : НИЦ «Инженер», 2000. – 332 с.

26. Губертус, Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей / Г. Губертус. Серия «Автомеханик»; пер. с нем. Ю. Г. Грудского. – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 176 с.
27. Касаткин, А.С. Электротехника : учеб. для вузов / А.С. Касаткин, М.В. Немцов. – 9-е изд. – М. : Издательский центр «Академия», 2005. – 544 с.
28. Бобцов, А.А. Исполнительные устройства и системы для микроперемещений / А.А. Бобцов, С.В. Быстров, В.И. Бойков и др.: учебное пособие / СПб ГУ ИТМО. – СПб. 2011. – 131 с.
29. Стрелец, А.А. Определение величины перемещения пьезопривода форсунки / А.А. Стрелец // Электротехника и электромеханика. – 2011. – № 6. – С. 39 – 41.
30. Хак, Г. Турбодвигатели и компрессоры / Г. Хак : справочное пособие. – М. : ООО Издательство «Астрель – АСТ», 2003. – 351 с.
31. Рындин, В.В. Теплотехника : монография / В.В. Рындин. – Павлодар : Кереку, 2007. – 460 с.
32. А.с. 1539353 СССР, F 02 В 29/04. Двигатель внутреннего сгорания / Ю.П. Макушев, В.Э. Лено, Г.С. Шаталов (СССР). – № 1250678; заявл. 01.04.88; опубл. 30.01.90, Бюл. № 4. – 3 с.: ил. 1.
33. Роторные компрессоры : учебное пособие / В.А. Максимов, Ф.Р. Карибуллина; Казан. гос. технол. ун-т. – Казань, 2005. – 76 с.
34. Интегральное и дифференциальное исчисления в приложении к технике : монография / Ю.П. Макушев, Т.А. Полякова, В.В. Рындин и др.; под ред. Ю.П. Макушева. – Павлодар : Кереку, 2013. – 330 с.
35. Двигатели внутреннего сгорания. Том 1. Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Г. Калиш и др.; под ред. А.С. Орлина. – М. : Машиностроение, 1951. – 447 с.
36. Лашко, В.А. Методика оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие / В.А. Лашко, А.Н. Бердник. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2006. – 118 с.
37. Макушев, Ю.П. Агрегаты наддува двигателей : методические указания к лабораторным и практическим работам по курсу «Агрегаты наддува двигателей» профиля подготовки «Двигатели внутреннего сгорания» / сост.: Ю.П. Макушев, В.В. Рындин, Д.В. Худяков. – Омск : СибАДИ, 2013. – 84 с.
38. Макушев, Ю.П. Агрегаты наддува двигателей : учебное пособие / Ю.П. Макушев, С.В. Корнеев, В.В. Рындин. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2006. – 58 с.
39. Федюшин, В.Г. Турбокомпрессоры : методические указания к выполнению проекта по курсу "Вентиляторы, компрессоры и газовые турбины". – М. : Типография МВТУ, 1984. – 24 с.
40. Савельев, Г.М. Проектирование турбокомпрессоров : пособие по курсовому и дипломному проектированию / Г.М. Савельев, Б.С. Стефановский. – Ярославль, 1977. – 90 с.
41. Макушев, Ю.П. Методика расчета, диагностирования и регулирования системы перепуска газа агрегата наддува двигателя / Ю.П. Макушев, А.В. Дремель, Т.А. Макушева // Вестник СибАДИ. – Вып. 3 (43). – 2015. – С. 20 – 25.



42. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М. : Наука. Гл. ред. физ-мат. литературы, 1976. – 888 с.
43. Коньков, А.Ю. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко. – Владивосток : Дальнаука, 2014. – 365 с.
44. Лашко, В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.А. Лашко. – Владивосток : Дальнаука, 2009. – 449 с.
45. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим клапаном. Конструкция и принцип действия : пособие по программе самообразования. Volkswagen AG. – Вольфсбург, 2005. – 23 с.
46. Основные этапы развития конструкции двигателей КамАЗ в соответствии с требованиями технического регламента / И.Ф. Гумеров, Д.Х. Валеев, Ф.Ф. Искандаров и др. // Журнал автомобильных инженеров России. – 2011. – № 5 (70). – С. 23 – 27.
47. Игин, В.Н. Эксплуатационные испытания тепловоза с электронной системой управления топливоподачей / В.Н. Игин, В.А. Маркин, В.В. Фурман // Известия высших учебных заведений. Транспортное и энергетическое машиностроение. – 2014. – № 4. – С. 25 – 37.
48. Жигadlo, А.П. Влияние различных факторов на величину и равномерность подачи топлива в цилиндры дизеля / А.П. Жигadlo, А.Л. Иванов, М.М. Саенко // Вестник СибАДИ. – Вып. 4 (32). – 2013. – С. 29 – 35.

**Приложение**  
(справочное)

**Расчёт радиально-осевой турбины и определение влияния поворота лопаток соплового аппарата на её выходные параметры**

Расчет радиально-осевой турбины с изменяемой геометрией выполнен для четырехцилиндрового дизеля Заволжского моторного завода ЗМЗ-5148.10 с диаметром цилиндра 87 мм, ходом поршня 94 мм, рабочим объёмом 0,56 л, степенью сжатия 19,5, частотой вращения 3900 мин<sup>-1</sup>, средним эффективным давлением 1,3 МПа, мощностью 95 кВт.

При расчёте турбины определялись следующие величины: расход газа через турбину, наружный и средний диаметры колеса турбины на выходе, располагаемый перепад энтальпии, давление газа перед турбиной, окружной, внутренний и эффективный коэффициент полезного действия (КПД) турбины, мощность на валу турбины [39].

Исходными данными для расчета турбины являются результаты теплового расчета двигателя и расчетные данные компрессора. **Турбина должна обеспечить необходимую мощность, частоту вращения вала компрессора и давление наддува.**

**Из результатов расчета компрессора** имеем следующие исходные данные:

- частоту вращения колеса компрессора,  $n_K = 120000$  мин<sup>-1</sup>;
- удельную работу при адиабатном сжатии воздуха в компрессоре,  $L_{ад} = 75000$  Дж/кг;
- адиабатный КПД компрессора,  $\eta_{ад} = 0,8$ ;
- массовый расход воздуха в компрессоре,  $M_K = 0,16$  кг/с;
- наружный диаметр колеса компрессора,  $D_{2K} = 0,05$  м.

Для отработавших газов (ОГ) двигателя принимаем:  $k = 1,34$ ;  $R = 286,4$  Дж/(кг·К); плотность газа  $\rho = 0,9$  кг/м<sup>3</sup> при 850 °С, температуре газов перед турбиной  $T_o = 850$  К, давление газа на входе в турбину  $P_T = P_K = 0,22$  МПа, давление газа на выходе из турбины 0,11 – 0,12 МПа.

1. Расход газа через турбину с учётом сгоревшего топлива принимаем равным

$$M_T = 1,03 M_K = 0,165 \text{ кг/с.} \quad (\text{П.1})$$

**Наружный диаметр колеса турбины** принимаем равным диаметру колеса компрессора  $D_{1T} = D_{2K} = 0,05$  м. Поэтому окружные скорости на входе в колесо турбины и выходе из колеса компрессора будут равны  $U_{1T} = U_{2K} = \pi \cdot n_K \cdot D_{2K} / 60 = 3,14 \cdot 120\,000 \cdot 0,05 / 60 = 314$  м/с. Частота вращения колеса компрессора равна частоте вращения колеса турбины  $n_K = n_T = 120\,000$  мин<sup>-1</sup>. Так как колеса турбины и компрессора закреплены на одном валу, то их мощности равны друг другу:  $N_K = N_T = 15$  кВт.

У реактивных турбин скорость газа увеличивается в каналах рабочего колеса (они выполняются в виде сужающих каналов) и там же кинетическая энергия превращается в механическую работу. Для упрощения расчетов принимаем турбину активной. В такой турбине перепад энтальпии переходит в энергию скорости в сопловом аппарате. Площадь входа в колесо турбины и на выходе из турбины принимаем равной друг другу.

2. Исходя из равенства  $N_T = N_K$ , необходимый перепад энтальпии в турбине вычисляем по формуле

$$\Delta h_T = \frac{M_K \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot \eta_T \cdot M_T} = \frac{0,16 \cdot 75000}{0,8 \cdot 0,8 \cdot 0,165} = 113636 \text{ Дж/кг}. \quad (\text{П.2})$$

3. Мощность на валу турбины определяем из выражения [37]

$$N_T = \Delta h_T \cdot M_T \cdot \eta_T = 113636 \cdot 0,165 \cdot 0,8 = 15000 \text{ Вт}, \quad (\text{П.3})$$

где  $\Delta h_T$  – располагаемый перепад энтальпии, Дж/кг. Энтальпия – это энергия, связанная с данным состоянием газа – температурой, давлением, скоростью;  $\eta_T$  – эффективный КПД турбины (0,7 – 0,8).

При входе газа в улитку 3 турбины (площадь входа в турбину принимается равной площади на входе в компрессор) он обладает энергией скорости, температурой и давлением (рис. П.1). Температура и давление газа переходят в кинетическую энергию в результате уменьшения сечения в выходной части соплового аппарата. Сопловый аппарат 4 образован лопатками, закрепленными на неподвижном диске, служит для оптимального направления потока газа на лопатки колеса турбины и преобразования энергии газа в кинетическую энергию. Для автоматического регулирования давления воздуха на выходе из компрессора сопловый аппарат турбины выполняется с поворотными лопатками.

На рис. П.1 показан план скоростей на входе в колесо (точка 1) и выходе из него (точка 2). Газ выходит из колеса по среднему диаметру (расчетный вектор скорости).

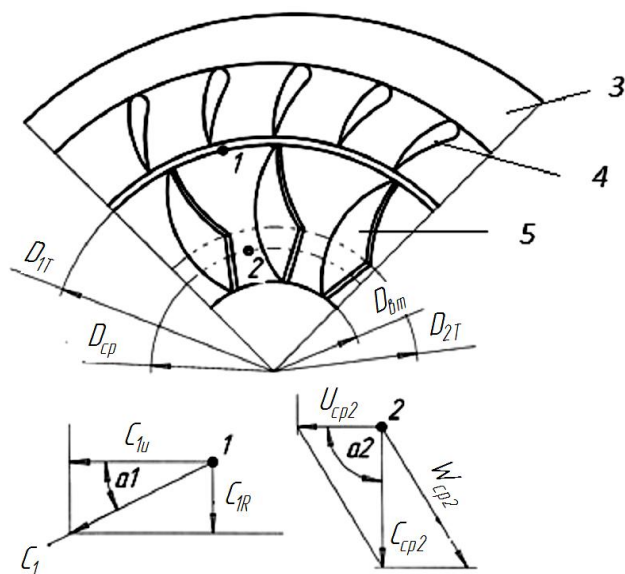


Рис. П.1. План скоростей на входе (точка 1) в колесо турбины и выходе (точка 2):  $C$  – абсолютная скорость;  $W$  – относительная скорость;  $U$  – окружная скорость

Турбина работает за счет кинетической энергии (скорости) ОГ двигателя. Поступая на криволинейные лопатки колеса турбины 5, поток газа обтекает их, меняет направление движения, создавая силу. Сила действует на плечо, образуя крутящий момент. В результате этого колесо турбины и компрессора приводятся во вращательное движение.

Диск соплового аппарата турбины неподвижен, поэтому в нем работа не совершается. Теплообмен с внешней средой за короткий промежуток времени очень мал, и им пренебрегаем (процесс считаем адиабатным).

4. Уравнение энергии для входного и выходного каналов соплового аппарата турбины имеет вид [37]

$$C_p \cdot T_1 + \frac{W_1^2}{2} = C_p \cdot T_2 + \frac{W_2^2}{2}, \quad (\text{П.4})$$

где  $T$  и  $W$  – температура и скорость ОГ в каналах соплового аппарата.

Предположим, что скорость на выходе из соплового аппарата  $W_2$  полностью тормозится на лопатках колеса и переходит в энергию давления. Тогда уравнение (П.4) можно записать в виде

$$C_p \cdot (T_1 - T_2) = \frac{W_2^2}{2}.$$

5. Обозначив  $c_p \cdot (T_1 - T_2)$  через перепад энтальпии  $\mathcal{E}_T$ , а скорость  $W$  через условную адиабатную скорость истечения  $C_{AD}$ , получим

$$C_{AD} = \sqrt{2 \cdot \mathcal{E}_T} = \sqrt{2 \cdot 113636} = 436 \text{ м/с.} \quad (\text{П.5})$$

Параметр быстроходности радиально-осевой турбины  $b = U_{1T} / C_{AD} = 314 / 436 = 0,72$ . Параметр быстроходности  $b = 0,65 - 0,75$ .

6. Распределение перепада энтальпии турбины  $\mathcal{E}_T$  зависит от реактивности  $R_R$ , которая представляет собой отношение энтальпии, преобразуемой в энергию скорости в каналах колеса турбины  $\mathcal{E}_K$  к общей энтальпии перед турбиной  $\mathcal{E}_T$

$$R_R = \mathcal{E}_K / \mathcal{E}_T. \quad (\text{П.6})$$

7. Для определения энтальпии, преобразуемой в энергию скорости в сопловом аппарате турбины  $\mathcal{E}_C$ , используем уравнение

$$\mathcal{E}_C = (1 - R_R) \cdot \mathcal{E}_T. \quad (\text{П.7})$$

Следует отметить, что если  $R_R = 0$ , то турбину называют активной. Вся энергия, подведенная к турбине, преобразуется в кинетическую энергию только в сопловом аппарате. Если  $R_R = 1$ , то турбину называют реактивной. Энергия, подведенная к турбине, преобразуется в скорость в каналах рабочего колеса и там же она преобразуется в механическую работу.

Часто применяют турбины комбинированные. В нашем примере турбина по конструктивному исполнению ближе к активной турбине. Для  $R_R = 0,1376$  и  $\mathcal{E}_T = 113636$  Дж/кг величина  $\mathcal{E}_C = 98000$  Дж/кг.

8. Скорость ОГ на выходе из соплового аппарата

$$C_C = \varphi \sqrt{2 \cdot \mathcal{E}_C} = 0,8 \sqrt{2 \cdot 98000} = 354 \text{ м/с.} \quad (\text{П.8})$$

Здесь  $\varphi = 0,8 - 0,9$  – коэффициент скорости, учитывающий потери на трение и образование вихрей в сопловом аппарате. Принимаем  $\varphi = 0,8$ .

9. Общую удельную работу (Дж/кг) при адиабатном сжатии воздуха в компрессоре находим из выражения [40]

$$L_{ad} = c_p \cdot T_a \left( \pi_k^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right), \quad (\text{П.9})$$

где  $c_p = 1005$  Дж/(кг·К) – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха;  $T_a = 293$  К – температура на входе в компрессор,  $k = 1,4$  – показатель адиабаты;  $\pi_k$  – степень повышения давления в компрессоре.

При  $\pi_k = 2; 2,2; 2,5$  значение  $L_{ad} = 62000; 75000; 82000$  Дж/кг.

Примерная величина  $\mathcal{E}_T = L_{ad} / 0,64$ . Для  $L_{ad} = 75000$  Дж/кг величина  $\mathcal{E}_T = 117187$  Дж/кг.

10. Внешний диаметр колеса турбины в выходном сечении

$$D_{2T} = (0,6 - 0,7) D_{1T}, \quad (\text{П.10})$$

где  $D_{1T}$  – наружный диаметр колеса турбины.

Принимаем  $D_{2T} = 0,68 \cdot D_{1T} = 0,68 \cdot 5 = 3,4$  см.

Для  $D_{1T} = 5$  см,  $D_{2T} = 3,4$  см, диаметре втулки  $D_{BT} = 1,4$  см средний диаметр  $D_{cp} = 2,4$  см. Средний диаметр делит на две равные части площадь выходного сечения колеса турбины.

11. Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости на входе в колесо равны

$$C_{CR} = C_C \cdot \sin \alpha_1, \quad C_{CU} = C_C \cdot \cos \alpha_1. \quad (\text{П.11})$$

12. Полезная работа 1 кг газа на лопатках колеса турбины ( $\text{м}^2/\text{с}^2$  или Дж/кг) равна [37]

$$L_U = U_{1T} \cdot C_{CU} - U_{cp2} \cdot C_{cp2} = 314 \cdot 354 - 150,7 \cdot 100 = 96086 \text{ Дж/кг}, \quad (\text{П.12})$$

где  $U_{1T}$  – окружная скорость на входе в колесо турбины, при равенстве наружных диаметров колес турбины и компрессора,  $U_{1T} = U_{2K}$ ;  $U_{cp2}$  – окружная скорость на среднем диаметре выхода газа из турбины,  $U_{cp2} = \omega \cdot D_{cp} / 2$ ;  $C_{cp2}$  – скорость выхода газа на среднем диаметре,  $50 - 100$  м/с.

Угловая и окружная скорости равны

$$\omega = \pi \cdot n_T / 30 = 3,14 \cdot 120\,000 / 30 = 12560 \text{ 1/с},$$

$$U_{cp2} = 12560 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} = 150,7 \text{ м/с}.$$

13. Мощность турбины при известном значении работы на колесе турбины  $L_U$  и расходе газа через турбину  $M_T$  может быть определена из выражения

$$N_T = L_U \cdot M_T. \quad (\text{П.13})$$

14. Окружной КПД турбины оценивает эффективность работы газа на колесе без учета потерь энергии, равен  $0,8 - 0,9$ .

$$\eta_0 = \frac{L_u}{\mathcal{E}_T} = \frac{96086}{113636} = 0,84. \quad (\text{П.14})$$

Внутренний КПД турбины есть отношение затраченной работы к подведенной работе (с учетом всех потерь). Он достигает  $0,7 - 0,8$ . К потерям энергии следует отнести потери, связанные с перетеканием газа через зазоры между колесом турбины и корпусом, а также потери на вихреобразование и трение в каналах колеса. Потери энергии в колесе составляют примерно 10% от работы газа на колесе турбины  $L_u$ .

15. Внутренний КПД турбины характеризует её способность преобразовывать энергию ОГ в механическую работу.

$$\eta_B = \frac{0,9L_u}{\mathcal{E}_T} = \frac{0,9 \cdot 96086}{113636} = 0,76. \quad (\text{П.15})$$

16. Эффективный КПД турбины (полный) достигает 0,7 – 0,8 и определяется из выражения

$$\eta_T = \eta_B \cdot \eta_M = 0,76 \cdot 0,96 = 0,73, \quad (\text{П.16})$$

где  $\eta_M$  – механический КПД, учитывает потери энергии на трение в подшипниках скольжения, равен 0,96 – 0,98.

17. **Общий КПД турбокомпрессора** достигает значения 0,5–0,6 и находится по формуле

$$\eta_{об} = \eta_{ад} \cdot \eta_T = 0,8 \cdot 0,73 = 0,58. \quad (\text{П.17})$$

На рис. П. 2 приведена схема регулирования турбины с поворотом лопаток соплового аппарата.

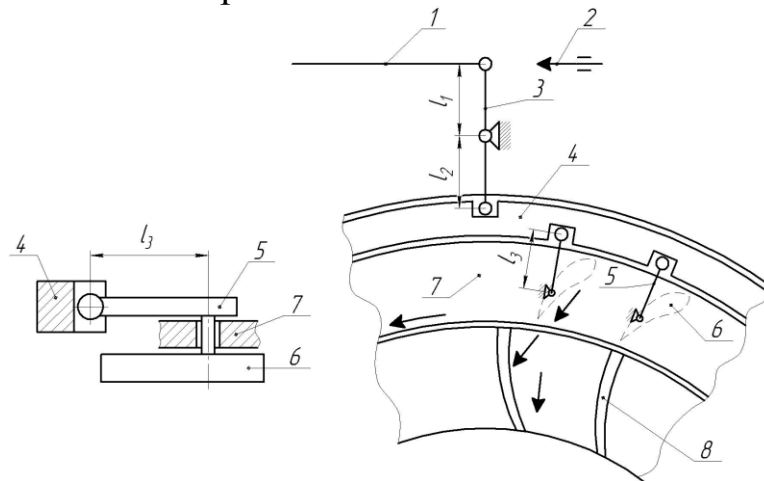


Рис. П. 2. Схема регулирования турбины с поворотом лопаток соплового аппарата: 1 – шток камеры управления; 2 – регулируемый ограничитель (винт); 3 – рычаг управления; 4 – диск поворотный; 5 – рычаг поворота лопаток б соплового аппарата; 7 – корпус; 8 – лопатки колеса турбины

Длина плеч рычагов поворотного устройства  $L_1 = L_2 = L_3 = 12$  мм. При повороте рычага  $L_1$  на  $5^\circ$  лопатки также повернутся на  $5^\circ$ , увеличивая начальный угол установки лопаток с  $20^\circ$  до  $25^\circ$ . При этом изменятся направление потока газа на лопатки, частота вращения и мощность турбины. На рис. 12.4 (см. гл. 12) приведен общий вид турбокомпрессора с поворотом лопаток соплового аппарата турбины.

Расчеты выполнены для 7 точек при изменении хода штока  $I$  (см. рис. П. 2) от 0 до 6 мм. Например, при ходе штока 1,0 мм и длине рычага  $L_1 = 12$  мм тангенс угла будет равен  $1,0/12 = 0,08$ , что соответствует углу поворота лопаток на  $5^0$ . Результаты расчета приведены в таблице.

Из анализа таблицы следует, что увеличение угла входа потока газа на лопатки колеса турбины уменьшает окружную скорость  $C_{CU}$ , полезную работу на лопатках колеса турбины  $L_U$ , частоту вращения колеса турбины  $n_T$  и мощность турбины  $N_T$ . Автоматическое регулирование мощности турбины и частоты вращения колеса турбины и компрессора обеспечивается изменением направления газа на лопатки турбины (поворотом лопаток соплового аппарата).

#### Результаты расчёта турбины с поворотом лопаток соплового аппарата

1. Угол поворота лопаток соплового аппарата, град	0	5	10	15	20	25	30
2. Ход штока, мм	0	1	2	3	4	5	6
3. Угол входа потока газа на лопатки $\alpha_1$ , град	20	25	30	35	40	45	50
4. $\text{Cos } \alpha_1$	0,93	0,90	0,86	0,82	0,76	0,70	0,64
5. $C_{CU} = C_C \cdot \text{Cos } \alpha_1$	329	318	304	290	269	248	226
6. Полезная работа $L_U$ , Дж/кг	96086	81100	72960	67180	57608	48045	40470
7. Частота вращения колеса турбины, мин <sup>-1</sup>	120000	102000	91417	84175	72180	60200	40500
8. Мощность турбины $N_T$ , кВт	15,0	12,9	11,6	10,7	9,2	7,7	6,5

Расчетные параметры турбины должны быть скорректированы после испытаний на стенде, а также при её совместной работе с компрессором на двигателе.

#### Выводы

1. Приведён расчет турбины и соплового аппарата с изменяемой геометрией.

2. Представлены результаты расчёта мощности и частоты вращения колеса турбины в зависимости от угла входа газа на лопатки, при изменении которого от 20 до  $50^0$  мощность турбины уменьшилась с 15,0 до 6,5 кВт, а частота вращения вала турбины и компрессора с 120 000 до 40 500 мин<sup>-1</sup>.



*Учебное издание*

Юрий Петрович Макушев,  
Александр Петрович Жигadlo,  
Лариса Юрьевна Волкова

СИСТЕМЫ  
ПОДАЧИ ТОПЛИВА И ВОЗДУХА  
ДИЗЕЛЕЙ

Учебное пособие

\*\*\*

Редактор Н. И. Косенкова

\*\*\*

Подписано к печати 03.05.2017  
Формат 60×90 1/16. Бумага писчая  
Оперативный способ печати  
Гарнитура Times New Roman  
Усл. п. л. 13,5  
Тираж 100 экз. Заказ № \_\_

\*\*\*

РИО ИПК СибАДИ  
644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

Отпечатано в типографии ИПК СибАДИ  
644080, г. Омск, пр. Мира, 5