



**В. А. СИЗЫХ**

---

# **СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ**

Учебник  
для подготовки  
квалифицированных  
мотористов-рулевых  
в системе  
профессионально-  
технического  
образования

---

**·ТРАНСПОРТ·**

**Сизых В. А.** Судовые энергетические установки: Учеб. для средних ПТУ.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Транспорт, 1990.— 304 с.

В учебнике рассмотрены конструкции главных и вспомогательных дизелей энергетических установок, приведены основные сведения по устройству и принципам работы судовых механизмов, по ремонту энергетических установок и испытаниям их после ремонта.

Во втором издании учебника (1-е издание вышло в 1984 г.) отражены последние достижения в области судового машиностроения, указаны перспективы развития энергетических установок, более подробно изложены вопросы технического обслуживания, диагностирования и автоматизированного управления судовыми машинами и механизмами.

Учебник предназначен для учащихся средних ПТУ по специальности «Моторист-рулевой». Может быть использован при профессиональном обучении рабочих на производстве.

Ил. 176, библиогр. 21 назв.

Рецензент В. П. Фоменко

Заведующий редакцией Е. Д. Некрасова

Редактор А. А. Басенция

С  $\frac{3205030000-317}{049(01)-90}$  198-90

ISBN 5-277-00427-0

© Издательство «Транспорт», 1984

© В. А. Сизых, 1990, с изменениями и дополнениями.

Судовые машины и механизмы весьма многообразны и постоянно совершенствуются. В технической литературе практически о каждом из таких устройств имеются обширные сведения. Целью данного учебника является обобщение и представление в удобной для учащихся форме материалов о современных средствах судовой техники.

Второе издание учебника при сохранении в основном принятой структуры освобождено от излишне усложненного и второстепенного материала. Некоторые его главы и параграфы существенно сокращены, более подробно изложены вопросы технической эксплуатации установок и охраны окружающей среды, приведены необходимые сведения о перспективах развития судовых машин и механизмов. С учетом расширяющихся возможностей измерительной техники рассмотрены вопросы контроля, автоматизации управления и технического диагностирования дизелей.

По сравнению со вторым изданием в учебнике более четко изложены основные понятия и определения, предусмотренные действующей программой подготовки в средних профессионально-технических училищах специалистов по профессии моторист-рулевой. Тщательно составленные автором контрольные вопросы для самопроверки знаний, приведенные в конце каждого параграфа учебника, создают необходимые условия для самостоятельной работы учащихся по изучению программных заданий.

Кроме своего прямого назначения, учебник может быть полезен слушателям школ командного состава, учащимся и студентам техникумов (вузов), изучающим конструкции судового оборудования. Простейшая форма изложения, отсутствие сложного математического аппарата и наглядность иллюстраций учебника делают его доступным для практического применения и судовыми специалистами-эксплуатационниками.

При изучении материала следует учитывать, что, несмотря на значительный объем рассмотренных в учебнике вопросов, в нем не дается абсолютных рекомендаций по всем возможным положениям, с которыми может встречаться моторист-рулевой в своей практической работе. Поэтому в ряде случаев необходимо пользоваться сведениями из заводских инструкций, справочников и другой нормативной документацией.

## ВВЕДЕНИЕ

Современные суда оборудованы большим количеством машин и механизмов различного назначения, которые приводят их в движение с необходимой скоростью, содействуют созданию комфортных условий в жилых и служебных помещениях, выполняют перегрузочные операции, производят углубление, очистку водных путей и другие работы.

Комплекс устройств, предназначенных для полного удовлетворения всех потребителей на судне различными видами энергии, принято называть *судовой энергетической установкой* (СЭУ). Часть такой установки, обеспечивающую энергией основные производственно-технические нужды судна (движение, дноуглубительные работы), относят к *главной*, а вторую часть установки, предназначенную для снабжения электроэнергией, паром, горячей водой и другими энергоносителями неосновных потребителей, — к *вспомогательной*. Суда, выполняющие транспортную работу, могут иметь одну или несколько главных энергетических установок.

В состав каждой из них входят:

паровая машина, паровая турбина или двигатель внутреннего сгорания, преобразующие тепловую энергию в механическую;

механизм, передающий энергию от двигателя к движителю (как правило, гребному винту);

трубопроводы, контрольно-измерительные приборы (КИП), фильтры, теплообменные аппараты и другие устройства, обеспечивающие нормальную работу СЭУ.

В установках с паровыми машинами и паровыми турбинами рабочим телом (носителем тепловой энергии) является водяной пар, вырабатываемый паровым котлом.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) подразделяют на поршневые и газотурбинные. Рабочим телом в них являются газы — продукты сгорания топлива в цилиндрах поршневых ДВС или специальных камерах газовых турбин. Степень использования тепловой энергии — коэффициент полезного действия (КПД) современных установок с поршневыми паровыми машинами составляет 20—22%; с паровыми турбинами 34—35%; газовыми турбинами 28—32%; поршневыми двигателями внутреннего сгорания 40—42%.

Тип, конструкция, компоновка и состав СЭУ определяются назначением и условиями эксплуатации судна. Существенное значение при выборе СЭУ имеют, кроме КПД, и такие ее пока-

затели, как габаритные размеры, масса, безопасность обслуживания, надежность работы при всех возможных условиях эксплуатации, продолжительность работы до капитального ремонта и другие характеристики. В настоящее время в наибольшей степени отвечают указанным требованиям установки с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. *Двигатели*, используемые для вращения движителя (на транспортных судах) или для других основных производственных целей (на судах технического флота), называют *главными*. Остальные двигатели СЭУ, используемые на речных судах, как правило, для производства электрической энергии, относят к *вспомогательным*.

Основные элементы энергетических установок монтируют в специальных помещениях судна, называемых машинными. На пассажирских, грузопассажирских судах, ледоколах и буксирах-толкачах машинные помещения располагают ближе к средней части корпуса, а на грузовых теплоходах обычно — в корме судна. На судах специального назначения, например теплоходах с подводными крыльями, катамаранах и др., машинное помещение может быть размещено в кормовой или средней части в зависимости от конструкции корпуса.

При размещении механизмов в машинном помещении учитывают прежде всего их компактность, удобство обслуживания и ремонта. Механизмы общесудовых систем и обслуживающие главную энергетическую установку обычно размещают в промежутках между главными двигателями и бортами судна.

Для уменьшения шума вспомогательные двигатели СЭУ, спаренные с электрогенераторами, устанавливают на амортизаторах и располагают в специальных отсеках или отдельных выгородках со звукоизолирующими покрытиями. Аварийные электрогенераторы монтируют, как правило, на главной палубе в изолированных помещениях. Якорные, швартовные и буксирные лебедки устанавливают в основном на главной палубе, рулевые механизмы — в румпельном помещении на корме или в рулевой рубке.

Необходимые сведения об устройстве, принципе действия, техническом обслуживании и технологии ремонта СЭУ Вы можете получить в настоящей книге.

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДИЗЕЛЯХ

## 1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДИЗЕЛЕЙ

Основные детали, механизмы и системы дизелей. В качестве машин, преобразующих тепловую энергию в механическую, на судах речного флота используют преимущественно поршневые двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением топлива в среде сжатого в цилиндре воздуха. Такие двигатели получили наименование дизелей по фамилии их изобретателя — немецкого инженера Р. Дизеля.

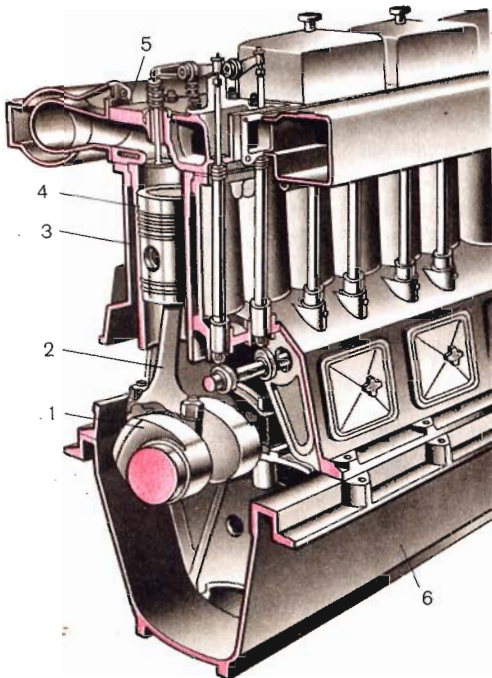


Рис. 1. Судовой дизель

Судовые дизели состоят из большого количества различных устройств, выполняющих в процессе их эксплуатации определенные функции. Остов дизеля образуют фундаментная рама 6 (рис. 1), станина и цилиндры 3, закрытые сверху крышками 5. У судовых дизелей станина и цилиндры чаще всего выполнены в виде общей отливки, называемой *блок-картером*.

Внутри цилиндра передвигается поршень 4, шарнирно связанный с шатуном 2, нижняя часть которого шарнирно соединена с коленчатым валом 1. Поршень, шатун и коленчатый вал образуют кривошипно-шатунный механизм, преобразующий поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Крайние положения поршня в цилиндре называют *мертвыми точками*, а расстояние, проходимое поршнем при его движении от одной мертвой точки до другой, — *ходом поршня*. Каждому ходу поршня соответствует поворот коленчатого вала на  $180^\circ$ .

Кроме перечисленных основных деталей остова, поршней, шатунов и коленчатого вала, дизель имеет еще целый комплекс механизмов, узлов, аппаратов и приборов, обеспечивающих его работу, называемых *системами*. Заполнение цилиндров воздухом (свежим зарядом) и очистку их в нужный момент от продуктов сгорания топлива осуществляет, например, *система газораспределения*. Очистку, хранение и подачу топлива в цилиндры выполняют уст-

ройства *топливной системы*. Непрерывное смазывание трущихся деталей дизеля обеспечивает *смазочная система*. При работе дизеля цилиндры и их крышки, поршни, выпускной коллектор и другие детали интенсивно нагреваются. Для отвода теплоты от этих деталей дизеля используется *система охлаждения*. С помощью системы регулирования автоматически поддерживается с определенной точностью заданная частота вращения коленчатого вала. В процессе эксплуатации судна возникает необходимость в изменении частоты вращения коленчатого вала, а также в пуске, реверсировании (обеспечении хода судна вперед или назад) и остановке дизеля. Эти операции выполняет *система управления*. Нормальная и безаварийная работа дизеля контролируется с помощью *системы предупредительно-аварийной сигнализации и защиты*.

Кроме перечисленных групп деталей, механизмов и систем, в конструкции дизелей могут быть и другие устройства, например средства приготовления и хранения сжатого воздуха, утилизации (использования теплоты выпускных газов), нейтрализации (обезвреживания) выпускных газов и т. п.

**Четырехтактные дизели.** При работе двигателя в его цилиндрах происходят термодинамические процессы впуска (наполнения цилиндров свежим зарядом воздуха), сжатия заряда, воспламенения и сгорания топлива, расширения газообразных продуктов сгорания топлива и выпуска их из цилиндров. Названные процессы в определенной последовательности периодически повторяются в каждом цилиндре двигателя. В комплексе все эти процессы, обеспечивающие преобразование химической энергии топлива в тепловую и механическую, называют *циклом*, а часть цикла, осуществляе-

мую в цилиндре за один ход поршня, — *тактом*. Цикл у поршневых двигателей внутреннего сгорания может совершаться за четыре или два хода поршня (два или один оборот кривошипа). Поэтому *двигатели* называют соответственно *четырёх-* или *двухтактными*.

Рассмотрим принцип действия четырехтактного дизеля. Предположим, что поршень *б* (рис. 2, *а*) при вращении коленчатого вала *8* через шатун *7* перемещается от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ). Впускной клапан *2* системой газораспределения открыт, а выпускной клапан *4* закрыт. По мере движения поршня вниз объем над ним увеличивается, а давление падает. И когда оно становится ниже атмосферного (менее 0,1 МПа), в пространстве между крышкой *1*, стенками цилиндра *5* и поршнем *б* поступает воздух. Осуществляется такт *впуска* (наполнения) цилиндра. Объем цилиндра, освобожденный поршнем при его движении от ВМТ к НМТ, называется *рабочим*  $V_s$ , а объем над поршнем, когда последний находится в НМТ, — *полным* объемом цилиндра  $V_a$ .

Чем больше воздуха будет в цилиндрах дизеля, тем больше можно сжечь в них топлива и, следовательно, получить большую мощность. Всаживание воздуха из атмосферы не может начаться сразу же с началом движения поршня от ВМТ, так как давление остаточных газов в цилиндре в первый момент выше атмосферного. Поэтому для увеличения массы воздуха в цилиндре дизеля впускные клапаны открываются несколько раньше (до прихода поршня в ВМТ), когда кривошип (колесо) вала *8* не доходит до ВМТ на угол  $\varphi_1$ . О том, как протекает рабочий цикл в цилиндрах дизеля, можно судить по индикаторной диаграмме (замкнутой кривой), которую получают

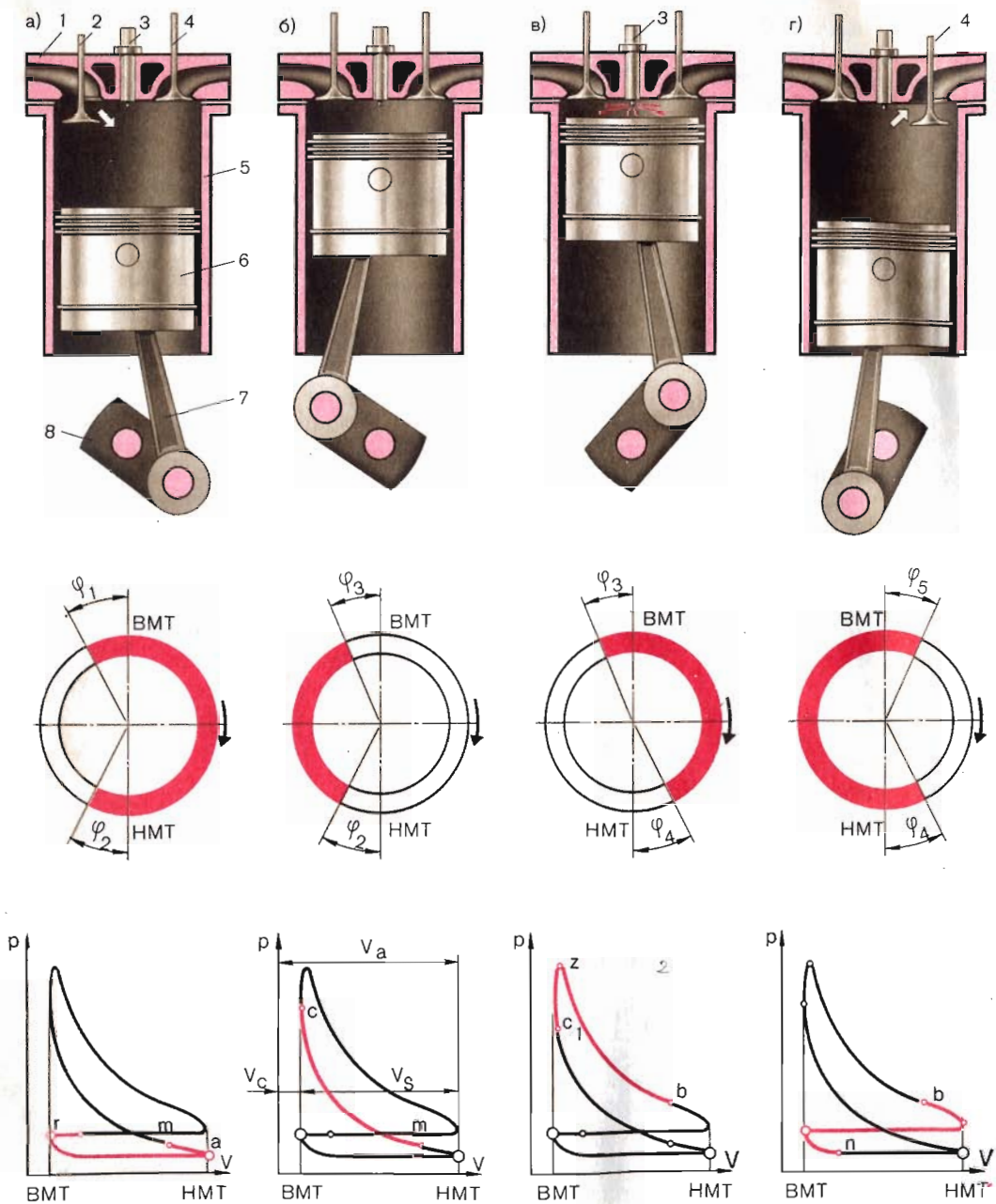


Рис. 2. Рабочий цикл четырехтактного дизеля



во время работы дизеля с помощью специального прибора (индикатора). По вертикальной оси диаграммы можно определить давление газов  $p$  в зависимости от их объема  $V$ , т. е. положения поршня в цилиндре. Изменение давления в период *впуска* воздуха на индикаторной диаграмме изображено линией *ram*. Давление при впуске воздуха в цилиндры остается практически постоянным. Когда поршень придет в НМТ, всасывание воздуха не прекратится и даже продолжается при движении поршня вверх, пока давление в цилиндре не станет выше атмосферного. Процесс впуска завершается по диаграмме в точке *m*, когда поршень перейдет НМТ и начнет двигаться вверх, а кривошип коленчатого вала повернется от НМТ на угол  $\varphi_2$ . Последовательность открытия и закрытия клапанов показана на круговой диаграмме распределения. Моменты открытия и закрытия их называют *фазами газораспределения*. Значения углов опережения открытия клапанов и запаздывания их закрытия устанавливают в каждом конкретном случае при заводских испытаниях дизелей.

В момент закрытия впускного клапана поршень, двигаясь к ВМТ (рис. 2, б), будет сжимать поступивший в цилиндр воздух. Процесс *сжатия*, сопровождаемый повышением давления и температуры воздуха, показан на индикаторной диаграмме линией *mc*. Температура воздуха в конце сжатия должна находиться в пределах, достаточных для самовоспламенения топлива. Обычно избыточное давление воздуха в конце сжатия достигает 3—10 МПа, а температура 580—800 °С. С приходом поршня в ВМТ объем над ним уменьшается до  $V_c$  — объема камеры сжатия. Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия  $V_a/V_c$  называют *степенью сжатия*  $\epsilon$ . Оно показывает,

во сколько раз уменьшается объем газов в цилиндре за ход сжатия. У дизелей  $\epsilon$  колеблется от 12 до 18.

Так как топливо самовоспламеняется не сразу в момент впрыскивания, оно подается в цилиндр через форсунку 3 (рис. 2, в) в конце такта сжатия (до прихода поршня в ВМТ). На индикаторной диаграмме момент подачи топлива соответствует точке  $c_1$ . Кривошип коленчатого вала в этом случае не доходит до ВМТ на угол  $\varphi_3$ , называемый *углом опережения подачи топлива*. При сгорании топлива избыточное давление и температура газов в цилиндрах дизеля (в точке *z* по диаграмме) возрастают соответственно до 6—15 МПа и 1400—1900 °С. Поршень под давлением газов смещается вниз к НМТ, поворачивая через шатун коленчатый вал.

Объем рабочего газа увеличивается, а давление его понижается. Происходит процесс *расширения* продуктов сгорания топлива. По индикаторной диаграмме он заканчивается в точке *b* до прихода поршня в НМТ. Так как газ при расширении совершает полезную работу, этот ход поршня называют *рабочим*.

До прихода поршня в НМТ (в конце рабочего хода) открывается выпускной клапан 4 (рис. 2, г), и продукты сгорания топлива вытесняются из цилиндра в выпускной коллектор. Чем большая масса газов будет удалена из цилиндра, тем, следовательно, при последующем такте впуска в него больше поступит воздуха. Поэтому процесс *выпуска* (линия *bn*) начинается с опережением на угол  $\varphi_4$  и заканчивается с опозданием на угол  $\varphi_5$ . С запаздыванием закрытия выпускного клапана продукты сгорания топлива даже при движении поршня вниз еще некоторое время, вследствие большой скорости истечения, вытесняются в выпускной коллектор по инер-

ции. Избыточное давление газов в начале выпуска (в точке *b* по индикаторной диаграмме) составляет 0,3—1,0 МПа, а температура 800—1050 °С. В период выпуска давление и температура газов понижаются соответственно до 0,11—0,25 МПа и 450—650 °С. Затем цикл повторяется. Как видно из рассмотренной схемы работы, в конце такта выпуска и начале такта впуска цилиндры четырехтактного дизеля при открытых впускных и выпускных клапанах некоторое время сообщаются как с впускным, так и выпускным коллектором. За этот период происходит *продувка* (принудительная вентиляция) камеры сгорания свежим зарядом воздуха. Продолжительность одновременного открытия клапанов должна быть достаточной для завершения очистки цилиндра от продуктов сгорания топлива при условии восстановления потерь свежего заряда воздуха, уходящего с выпускными газами в период вентиляции камеры сгорания.

**Двухтактные дизели.** У четырехтактных дизелей рабочий цикл осуществляется за четыре такта (два оборота коленчатого вала), причем только один ход поршня является рабочим, а остальные три совершаются в результате работы расширения продуктов сгорания топлива. В двухтактных дизелях рабочий цикл совершается за два такта (один оборот коленчатого вала). Такие дизели в простейшем варианте не имеют впускных и выпускных клапанов в крышках *3* (рис. 3, *a*). Воздух в цилиндры *2* двухтактных дизелей нагнетает продувочный насос. Окна *б* поэтому называют *продувочными*. Газы выпускаются из цилиндров через окна *a*.

Процессы сжатия, сгорания и расширения в двухтактных дизелях осуществляются так же, как и в четырехтактных. Предположим, что поршень

5 движется вверх, как показано на рис. 3, *a*. В конце хода поршня через форсунку *4* в цилиндр *2* дизеля впрыскивается топливо. Смесь топлива с воздухом самовоспламеняется, и образовавшиеся при его сгорании газы, расширяясь, перемещают поршень 5 вниз. В момент открытия поршнем выпускных окон *a* газы выходят в выпускной коллектор *1* и давление в цилиндре *2* падает. Процесс выпуска газов продолжается до тех пор, пока поршень 5 при движении к НМТ не откроет продувочные окна *б* (рис. 3, *б*). С этого момента в цилиндре будут происходить одновременно два процесса: выпуск продуктов сгорания топлива и впуск воздуха (продувка цилиндров). Так как расширение газов является в данном такте основным процессом при движении поршня от ВМТ к НМТ, его называют *рабочим ходом*. Работа расширения газов при помощи шатуна *б* передается кривошипу *7*.

При движении поршня вверх от НМТ к ВМТ процесс продувки цилиндра осуществляется до тех пор, пока поршень верхней кромкой не закроет продувочные окна. После продувочных перекрываются выпускные окна и происходит сжатие заряда, т. е. свежего воздуха и оставшихся в цилиндре продуктов сгорания топлива. Процесс сжатия является основным при движении поршня от НМТ к ВМТ, поэтому и такт называют *тактом сжатия*. С приближением поршня к ВМТ в цилиндр через форсунку *4* впрыскивается топливо и цикл повторяется.

**Сравнительная характеристика четырех- и двухтактных дизелей.** Сравнение рабочих циклов дизелей показывает, что при одних и тех же размерах (диаметре цилиндра, ходе поршня) и при равной частоте вращения коленчатых валов двухтактные дизели должны развивать вдвое большую мощ-

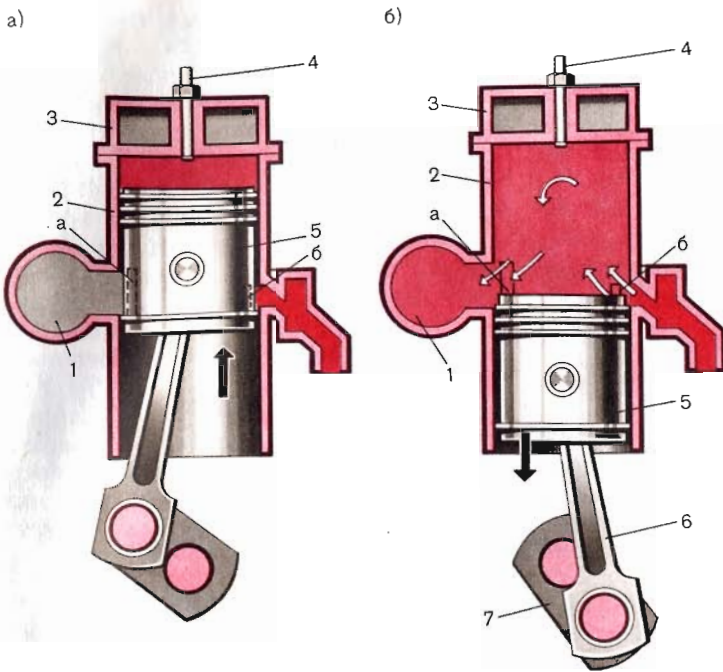


Рис. 3. Схема двухтактного дизеля

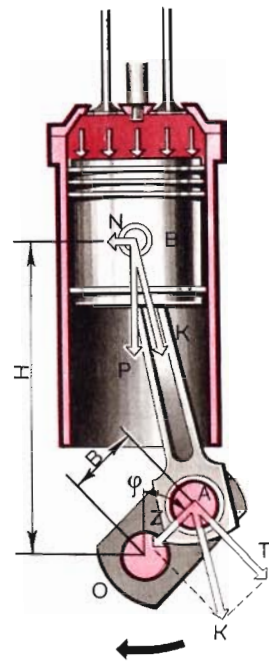


Рис. 4. Схема сил, действующих на основные детали дизеля

ность, чем четырехтактные. С точки зрения работы газа часть хода поршня двухтактного дизеля, используемая на продувку цилиндров, считается потерянной, поэтому практически двухтактный дизель при указанных выше одинаковых условиях развивает мощность не вдвое, а только в 1,7—1,8 раза больше четырехтактного. Устройство двухтактных дизелей с продувкой через окна в цилиндре проще четырехтактных, поэтому их легче обслуживать. Так как рабочий цикл в двухтактных дизелях совершается за один оборот коленчатого вала, последний вращается равномернее, чем у четырехтактных дизелей.

Однако в связи с более частым повторением процесса сгорания детали двухтактных дизелей испытывают боль-

шие температурные напряжения. Несмотря на простоту устройства и обслуживания двухтактные дизели вследствие худшей очистки цилиндров, дополнительных затрат энергии на привод продувочного насоса и более высокий расход топлива менее экономичны, чем четырехтактные. Поэтому на речном транспорте получили наибольшее распространение четырехтактные дизели.

Следует отметить, что с увеличением мощности и уменьшением частоты вращения коленчатых валов двухтактных дизелей их экономичность резко возрастает и приближается к экономичности четырехтактных, поэтому дизели с рабочим объемом цилиндра более 215 дм<sup>3</sup> делают, как правило, двухтактными.

**Силы и моменты, действующие в дизеле.** Во время работы дизеля на поршни действуют силы давления газов, силы инерции, вес движущихся частей и силы трения. Первые определяют как произведение давления газов на площадь поршня, вторые равны произведению масс движущихся деталей на их ускорение и направлены в сторону, противоположную ускорению. Значение сил тяжести подвижных деталей находят опытным путем. Силы трения вычислить точно невозможно, поэтому их относят к сопротивлению того механизма, который приводится в действие.

Наиболее значительными являются силы от давления газов и силы инерции движущихся масс. Предположим, что в какой-то момент к поршню приложена равнодействующая всех указанных сил  $P$  (рис. 4). Силу  $P$ , направленную по оси цилиндра, можно разложить на две составляющие:  $K$ , направленную по оси шатуна  $AB$ , и силу  $N$ , перпендикулярную к оси цилиндра. Если силу  $K$  перенести по оси шатуна в точку  $A$ , то ее также можно разложить на две составляющие: радиальную силу  $Z$ , направленную по радиусу  $AO$  к центру коленчатого вала, и касательную  $T$ . Сила  $N$  прижимает поршень к стенке цилиндра и, умноженная на плечо  $H$ , создает опрокидывающий момент, стремящийся «оторвать» неподвижные детали дизеля от судового фундамента. Радиальная сила  $Z$  увеличивает давление подвижных деталей на подшипники коленчатого вала. Касательная сила  $T$ , действуя на плече  $OA$ , равному радиусу кривошипа коленчатого вала  $R$ , создает вращающий момент. Так как сила  $P$  не является постоянной, в зависимости от угла поворота  $\varphi$  кривошипа вала изменяется и вращающий момент, причем, когда поршень находится в мертвых точках, его значение равно нулю. С изменением

вращающего момента меняются и нагрузки на детали дизеля, значительное колебание которых нежелательно. Если считать момент сопротивления вращению вала постоянным, то ясно, что при вспышках топлива в цилиндрах вращающий момент будет превышать момент сопротивления, а в периоды между вспышками, наоборот, будет меньше момента сопротивления. Изменение вращающего момента в течение цикла приводит к изменению и частоты вращения коленчатого вала. Неравномерность вращения вала оценивают *степенью неравномерности*  $\delta$ , которую определяют как отношение разности максимальной и минимальной частоты вращения коленчатого вала за цикл работы дизеля к средней частоте вращения, т. е.

$$\delta = (n_{\max} - n_{\min}) / n_{\text{ср.}}$$

Значения степеней неравномерности приводятся в формулярах дизелей: при работе дизелей на гребной винт  $\delta = 1/20 \div 1/40$ ; на генератор  $\delta = 1/100 \div 1/300$ .

Для достижения необходимой степени неравномерности вращения на коленчатом валу устанавливают маховик, представляющий собой диск с массивным ободом. С увеличением вращающего момента, когда он превышает момент сопротивления, маховик накапливает кинетическую энергию. При уменьшении вращающего момента аккумулированная в маховике энергия расходуется на преодоление сопротивления. На частоту вращения вала оказывает влияние и число цилиндров дизеля. В многоцилиндровых дизелях касательные силы на коленчатый вал передаются поочередно от всех цилиндров, и он вращается равномернее. Для выравнивания вращающего момента вспышки топлива в различных цилинд-

рах чередуют равномерно по углу поворота вала. Последовательность (порядок) работы цилиндров может быть различной. Ее выбирают с учетом равномерного распределения нагрузки на подшипники коленчатого вала, что возможно только в том случае, если одноименные такты совершаются в

цилиндрах двигателей внутреннего сгорания, например, в такой последовательности 1—5—3—6—2—4; 1—4—2—6—3—5. Нумерацию цилиндров производят от места отбора мощности (для вспомогательных дизелей от электрогенератора, для главных — с кормы на нос).

---

1. Что входит в состав судовой энергетической установки? 2. Какие судовые механизмы называют главными и какие вспомогательными? 3. Из каких основных деталей, механизмов и систем состоит дизель? 4. Какими характерными признаками определяется тактность дизеля? 5. Чем отличаются понятия «такт» и «рабочий процесс»? 6. Как протекает

рабочий цикл в цилиндре четырехтактного дизеля? 7. Каков принцип работы двухтактного дизеля? 8. Почему на речных судах преимущественное распространение получили четырехтактные дизели? 9. Какие силы действуют на кривошипно-шатунный механизм дизеля? 10. Как снижают неравномерность вращения коленчатого вала?

---

## 2. ПОНЯТИЕ О ТОПЛИВЕ И ПРОЦЕССЕ СГОРАНИЯ ЕГО В ДИЗЕЛЯХ

**Физико-химические свойства топлива.** Судовые дизели работают на жидком топливе. Основными химическими элементами, входящими в состав топлива, являются углерод и водород. Топливо для дизелей, как правило, содержит 83—87% углерода и 11—14% водорода. Кроме углерода и водорода, в состав топлива могут входить сера, кислород, азот, водорастворимые кислоты и щелочи, различные механические примеси и вода. Сера в топливе содержится в виде различных соединений, наличие которых крайне нежелательно. При сгорании сера превращается в сернистый газ, который при реакции с водой образует сернистую или серную кислоты, вызывающие повышенную коррозию внутренних поверхностей цилиндров, стенок цистерн, трубопроводов и деталей топливной аппаратуры. По этой же причине нежелательно содержание в топливе и других кислот и щелочей. Содержание серы в топливе различных марок должно быть не более 0,5—3%. Вредными составляющими

топлива являются также высокомолекулярные соединения с плотностью, превышающей 1 г/см<sup>3</sup>, называемые смолами. Они увеличивают количество осадков в топливе, повышают коррозионную активность последнего, ухудшают работу топливной аппаратуры и при сгорании в виде нагара откладываются на стенках деталей цилиндропоршневой группы. Содержание смол в топливе допускается не более 50 мг на 100 мл. Доля азота и кислорода в топливе по массе незначительна: первого 0,1—0,2%, второго — не более 1%. Азотистые соединения практически не влияют на качество сгорания. Кислород, как известно, поддерживает горение. Однако в составе различных соединений кислот, смол и других примесей он оказывает вредное воздействие на детали дизеля.

Механические примеси состоят из частиц органического и неорганического происхождения. Наличие в топливе механических примесей приводит к интенсивному изнашиванию топливной

аппаратуры и деталей цилиндропоршневой группы. Чтобы обеспечить нормальные условия эксплуатации дизелей, количество механических примесей в топливе не должно превышать по массе 0,02—0,03%.

Содержание воды в топливе также нарушает нормальную работу дизеля и ускоряет изнашивание его деталей. Согласно требованиям государственных стандартов воды в топливе должно быть не более 1,5%.

Жидкое топливо характеризуется и рядом других физико-химических свойств: плотностью, теплотой сгорания, вязкостью, температурами вспышки, самовоспламенения и кристаллизации (застывания).

Плотность определяется массой 1 м<sup>3</sup> топлива при температуре 20 °С. Для судовых дизелей используют топлива с плотностью более 800 кг/м<sup>3</sup>.

Основным свойством, определяющим качество топлива как носителя тепловой энергии, является теплота сгорания. Количество теплоты, выделяемой при полном сгорании 1 кг топлива (теплота сгорания), для дизелей колеблется в пределах 40—43 МДж/кг. При большей теплоте сгорания топлива обеспечивается меньший расход его в дизеле. Это особенно важно для судовых дизелей, так как при заданном запасе топлива увеличивается автономность плавания судна. Нормирование и отчетность по расходу горючего на судах ведутся в единицах условного топлива. Так называют топливо с теплотой сгорания 29,307 МДж/кг. Например, если СЭУ за отчетный период израсходовано 50 т дизельного топлива с теплотой сгорания 42,5 МДж/кг, то это будет составлять  $50 \cdot 42,5 / 29,307 = 72,5$  т условного топлива.

Качество сгорания топлива в дизелях во многом зависит от его вязкости,

под которой понимают свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одних ее частиц относительно других. С уменьшением вязкости топлива смазочные свойства его несколько ухудшаются. Значительное снижение вязкости топлива может привести к повышенному изнашиванию деталей топливной аппаратуры. С увеличением вязкости снижается качество распыливания топлива, увеличивается его расход, затрудняется пуск дизеля. Вязкость топлива при повышении температуры уменьшается, поэтому сорта топлив с высокой вязкостью перед впрыскиванием в цилиндры подогревают до 40—70 °С. О возможности применения топлива при низких температурах окружающей среды судят по температуре кристаллизации, когда выпадающие из топлива кристаллы углеводородов затрудняют его подачу к форсунке. Момент образования кристаллов характеризуется температурой помутнения. Текучесть топлива полностью прекращается с достижением температуры застывания. Она определяет условия, при которых топливо теряет способность перемещаться. При температуре застывания топлива выше 5 °С в топливную систему включают устройства для его подогрева.

Пожарную безопасность топлива характеризует температура вспышки, т. е. минимальная температура окружающей среды (воздуха), при которой пары топлива вспыхивают от соприкосновения с пламенем. Топливо для судовых дизелей должно иметь температуру вспышки не ниже 60 °С.

В дизелях, как указывалось, топливо самовоспламеняется при соприкосновении с нагретым в цилиндре воздухом. Поэтому одной из его важных характеристик является температура самовоспламенения, т. е. такая минимальная температура нагрева, при ко-

торой топливо воспламеняется в присутствии воздуха без постороннего источника зажигания. Обычно у дизельных топлив температура самовоспламенения не превышает 400 °С.

Для улучшения естественных свойств в топливо вводят различные присадки, способствующие лучшему его распыливанию, а также снижающие изнашивание, нагарообразование и предотвращающие коррозию деталей дизеля.

**Топливо для дизелей.** Затраты на топливо составляют основную долю расходов по эксплуатации судна, поэтому выбор марки топлива для каждого типа дизеля обосновывают экономическими расчетами с определением народнохозяйственного эффекта. Марки и характеристики топлив, выпускаемых отечественной промышленностью, приводятся в соответствующих государственных стандартах. Судовые дизели работают на легком (дизельном) или тяжелом (газотурбинном или моторном) топливе. Дизельное топливо марки Л (летнее) используют в дизелях, эксплуатируемых при температуре окружающего воздуха не ниже 0 °С, марки З (зимнее) — при температуре воздуха от 0 °С до минус 20 °С, А (арктическое) — от минус 20 °С и ниже.

Вязкость дизельного топлива марки Л колеблется в пределах 3,0—6,0 мм<sup>2</sup>/с; марки З — 1,8—5,0 мм<sup>2</sup>/с; марки А — 1,5—4 мм<sup>2</sup>/с.

Количество серы в названных марках дизельного топлива определяется первой цифрой. Например, марка Л-0,2-60 означает, что в летнем топливе с температурой вспышки 60 °С массовая доля серы составляет 0,2%; марка З-0,2-35 — в зимнем топливе с температурой застывания минус 35 °С содержится до 0,2% серы; в топливе марки А-0,4 массовая доля серы достигает 0,4%.

Использование лучших марок топ-

лива экономически невыгодно, так как они имеют более высокую стоимость. На речном транспорте широкое применение получило газотурбинное топливо ТГ и ТГВК (газотурбинное высшей категории качества). В топливе марки ТГВК содержится до 1% серы, в топливе марки ТГ — до 3%. Температура застывания топлива обеих марок не выше 5 °С, а теплота сгорания около 40 МДж/кг. Газотурбинное топливо несколько дешевле дизельного. Низкую стоимость имеет и моторное топливо марки ДТ с содержанием серы от 0,5 до 1,5%. Газотурбинное и моторное топлива имеют повышенную вязкость, поэтому дизели, работающие на этих марках топлив, оборудуют устройствами для их подогрева и предварительной очистки. В последнее время для работы дизелей используют смеси дизельного и моторного топлив или при пуске, во время маневров и перед остановкой двигателя — дизельное, а в остальных случаях — моторное.

**Смесеобразование в дизелях.** Для полного сгорания топливо в цилиндре должно быть распылено на мельчайшие капли, тщательно перемешано с частицами воздуха и равномерно распределено по объему камеры сгорания. Процесс подготовки топлива к сжиганию называют *смесеобразованием*. На мельчайшие частицы топливо начинает дробиться в момент выхода из отверстий форсунки 2 (рис. 5, а). Количество струй определяется числом отверстий в форсунке. Чем их больше, тем равномернее распределяется топливо в камере сгорания. Скорость истечения топлива из форсунки достигает 250—350 м/с, а давление впрыскивания 40—100 МПа. Необходимое для распыливания топлива давление создает специальный насос, называемый топливным насосом высокого давления (ТНВД).

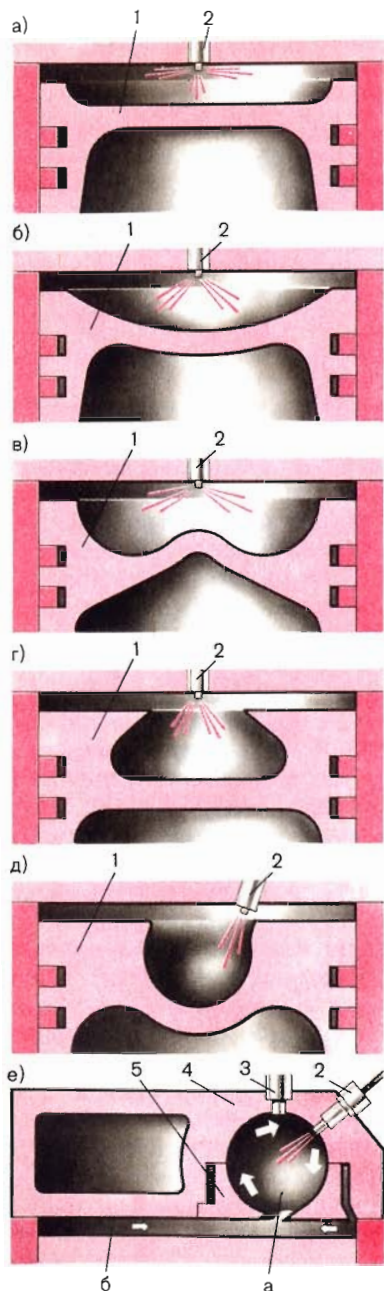


Рис. 5. Формы камер сгорания

Форма камер сгорания должна соответствовать количеству, направлению и длине струй топлива. В ней не должно быть «мертвых пространств», в которые не проникло бы распыленное топливо. Площадь поверхности камеры должна быть возможно наименьшей. Чем она меньше, тем меньше и потери теплоты через стенки камеры. В зависимости от числа и конструкции камер сгорания в дизелях может осуществляться одно- или двухкамерное смесеобразование. При однокамерном смесеобразовании формы камер сгорания судовых четырехтактных дизелей определяются конфигурацией верхней части (днищ) поршней. Наибольшее распространение получили камеры сгорания с плоским (см. рис. 5, а), с полусферическим углублением днища (рис. 5, б), с выступом в центре днища (рис. 5, в), с углублением трапециевидальной формы (рис. 5, г) и сферическим углублением днища (рис. 5, д). Частицы воздуха в таких камерах при движении поршня вверх перемещаются в различных направлениях с неодинаковой скоростью, что обеспечивает их лучшее перемешивание с топливом. В камерах с плоским и полусферическим углублением днища поршня 1 (см. рис. 5, а, б) основная масса воздуха сосредоточивается в районе форсунки 2. При таких формах камер исключается попадание частичек топлива на стенки цилиндра. Однако при сгорании в них топлива днища поршней усиленно нагреваются, из-за чего усложняются условия работы верхних поршневых колец. Кроме того, в центре камеры образуется «мертвое пространство», куда не попадают частицы топлива. В результате неравномерности распределения частиц топлива снижается эффективность процесса смесеобразования. Форме струй топлива в наибольшей степени соответствует камера



сгорания с выступом в центре днища поршня (см. рис. 5, в), основная масса воздуха в которой находится вдали от форсунки. Движение воздуха в таких камерах близко к вихреобразному, и условия для качественного смесеобразования в них лучше. Недостатком камеры является повышенный нагрев выступа в центре днища и кольцевого выступа по образующей поршня.

Наиболее организованное вихреобразное движение воздуха осуществляется в камерах с углублением трапецеидальной формы (см. рис. 5, г) конструкции Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ). Однако при сгорании топлива в таких камерах значительно нагреваются днище и стенки поршня, из-за чего они могут применяться лишь в дизелях небольших размеров.

Рассмотренные способы смесеобразования называют *объемными*, так как при подготовке к сжиганию доза топлива полностью распыливается в объеме соответствующей камеры. В некоторых дизелях с диаметром цилиндра до 140 мм осуществляется объемно-пленочное смесеобразование. Камера сгорания таких дизелей образуется сферическим углублением в днище поршня 1 (см. рис. 5, д). При впрыскивании топлива через форсунку 2 около 95% его оседает на стенках поршня 1 и лишь около 5% распыливается в камере. Процесс сгорания топлива в камерах с объемно-пленочным смесеобразованием можно условно разделить на две стадии: вначале самовоспламеняется распыленное топливо, а затем по мере испарения сгорает и топливная пленка, покрывающая стенки камеры. Частично объемно-пленочное смесеобразование происходит и в камерах ЦНИДИ (см. рис. 5, г). Дизели с камерой, показанной на рис. 5, д, отличаются наиболее мягкой работой, так как

топливо в них сгорает постепенно и скорость нарастания давления в период сгорания сравнительно невысока.

При однокамерном смесеобразовании топливо в цилиндры дизеля подается с высоким давлением через 6—8 отверстий диаметром 0,2—0,5 мм. Чтобы обеспечить высокое давление впрыскивания топлива, дизели оборудуют сложной топливной аппаратурой. В целях упрощения топливной аппаратуры и процесса обслуживания отдельные дизели небольшой мощности имеют две камеры сгорания: в крышке цилиндра и в пространстве под крышкой. Камеры в крышке 4 (рис. 5, е) обычно сферической формы часто делают со вставной горловиной 5, которая выполняет функции теплового аккумулятора. Горловина нагревается при работе дизеля и повышает температуру сжатого воздуха.

Во время такта сжатия воздух из камеры б в дизелях с двухкамерным смесеобразованием по соединительному каналу поступает в камеру а. Последний имеет сферическую форму, и воздух движется в ней вихреобразно. Поэтому такой способ смесеобразования называют *вихрекамерным*. В вихревую камеру поступает 70—80% всего объема воздуха. Здесь сгорает основная часть топлива, подаваемого через форсунку 2. При воспламенении топлива давление в вихревой камере возрастает и продукты сгорания с частицами несгоревшего топлива выходят в камеру б, где они окончательно догорают. Вследствие большой скорости движения и интенсивного вихреобразования топливо в таких камерах хорошо распыливается и перемешивается с воздухом. Дизели с двухкамерным смесеобразованием имеют несколько упрощенную топливную аппаратуру. Топливо в них впрыскивается при давлении 12—24 МПа через форсунку

с одним отверстием диаметром более 1 мм. Они менее чувствительны к качеству очистки топлива. Однако крышки цилиндров у них имеют более сложную конструкцию. Чтобы облегчить пуск дизелей, в вихревых камерах часто устанавливают спирали накаливания (запальные свечи) 3. Дизели с двухкамерным смесеобразованием расходуют больше топлива на единицу мощности, чем однокамерные, из-за чего снижается их экономичность и ограничивается область применения. На судах такие дизели, как правило, используют в качестве вспомогательных.

**Основные сведения о процессе сгорания топлива.** Поступающее в цилиндр дизеля топливо воспламеняется не сразу. Сначала частички его испаряются в среде сжатого воздуха, перемешиваются с воздухом и нагреваются до температуры самовоспламенения. На это затрачивается 0,001—0,005 с. Кривошип коленчатого вала за этот период повернется на некоторый угол, поэтому впрыскивание топлива в цилиндр производят до прихода поршня в ВМТ.

У судовых дизелей в зависимости от их типа, частоты вращения коленчатого вала, сорта топлива и других показателей угол опережения впрыскивания топлива колеблется от 15 до 33°. Время, прошедшее с момента поступления частиц топлива в цилиндр до начала их горения, называют *периодом задержки самовоспламенения*.

Чтобы обеспечить нормальную (мягкую) работу дизеля, необходимо стремиться к уменьшению периода задерж-

ки самовоспламенения, следить за герметичностью деталей цилиндропоршневой группы и поддерживать дизель в горячем состоянии. При хорошей герметизации камеры сгорания повышается давление сжатия воздуха в цилиндре. С возрастанием давления сжатия увеличивается плотность воздуха, улучшается теплообмен между воздухом и топливом, снижается температура самовоспламенения топлива, уменьшается период задержки самовоспламенения. Теплообмен между воздухом и топливом улучшается также и при повышении температуры воздуха. Известно, что холодный дизель при пуске иногда работает жестко (со стуками в цилиндре). Стуки прекращаются по мере нагрева дизеля.

Период задержки самовоспламенения определяется также составом топлива, качеством его распыливания в цилиндре и во многом зависит от самовоспламеняемости топлива. Это свойство топлива характеризуется цетановым числом. Его определяют в лабораторных условиях по совпадению периода задержки самовоспламенения эталонного и испытуемого топлив. Цетановое число соответствует процентному содержанию цетана в эталонной смеси, период задержки самовоспламенения которой такой же, как и испытуемого топлива. Чем выше цетановое число топлива, тем короче его период задержки самовоспламенения и тем лучше пусковые качества дизеля. Для обеспечения наиболее мягкой работы дизелей цетановое число топлива должно быть не ниже 45.

1. Какими основными физико-химическими показателями характеризуется жидкое топливо? 2. Какие марки топлив применяют для дизелей? 3. Что понимают под периодом задержки самовоспламенения топлива? 4. Какое свойство

топлива характеризует цетановое число? 5. В чем заключается процесс смесеобразования в дизелях? 6. Какие камеры сгорания применяют в судовых дизелях, как они устроены, их преимущества и недостатки?

### 3. МОЩНОСТЬ, ЭКОНОМИЧНОСТЬ И КЛАССИФИКАЦИЯ ДИЗЕЛЕЙ

**Индикаторная и эффективная мощности.** Совершенство протекания рабочего цикла в дизеле характеризуется прежде всего его мощностью, т. е. работой, произведенной в единицу времени.

Работу газов в цилиндре за один рабочий цикл  $L_{и}$  можно определить по площади *индикаторной диаграммы*  $f$  (рис. 6). При испытаниях дизелей площадь диаграммы измеряют планиметром. Полученная при этом площадь с учетом масштаба диаграммы и будет соответствовать определяемой работе. Ее можно вычислить также по формуле

$$L_{и} = p_i F S,$$

где  $p_i$  — среднее индикаторное давление;  $F$  — площадь поршня;  $S$  — ход поршня.

*Средним индикаторным давлением*  $p_i$  называют условное постоянное по значению давление, которое, действуя на поршень, совершило бы за один ход работу, равную работе цикла.

Графически среднее индикаторное давление (рис. 6, а) представляет в определенном масштабе высоту прямоугольника с основанием  $S$ , равновеликого по площади диаграмме цикла, т. е.  $p_i = f / S m$ , где  $m$  — масштаб диаграммы по оси давлений. При отсутствии планиметра  $p_i$  определяют по средней ординате (рис. 6, б). Для этого длину  $S$  диаграммы рабочего цикла делят на 10 или более равных частей  $p_1, p_2, \dots, p_{10}$  (чем больше частей, тем выше точность определения). Среднюю ординату находят по формуле

$$p_i = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_{10}}{10m}.$$

В четырехтактных дизелях рабочий цикл совершается за два оборота коленчатого вала, т. е. они имеют коэффициент тактности  $k=2$ . Поэтому при повороте вала на  $360^\circ$  (один оборот) работа газов  $L_{об} = p_i F S / k$ . При умножении данного выражения на частоту вращения коленчатого вала в секунду

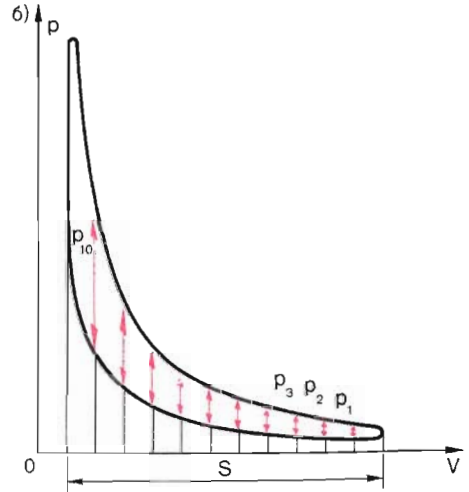
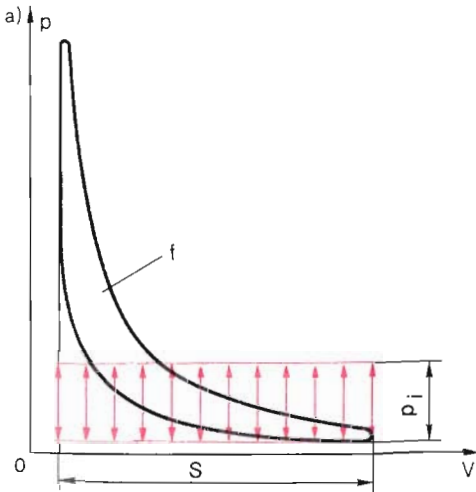


Рис. 6. Индикаторные диаграммы дизеля

$n/60$  получим работу в секунду, т. е. мощность. *Индикаторная мощность*, развиваемая газами при работе в одном цилиндре,  $N_{iu} = p_i F S n / (60k)$ . Индикаторная мощность дизеля, имеющего  $z$  цилиндров,  $N_i = p_i F S n z / (60k)$ . В двухтактных дизелях рабочий цикл совершается за один оборот коленчатого вала, поэтому при определении их индикаторной мощности по указанной формуле принимаем  $k = 1$ .

В формулу индикаторной мощности входит ряд постоянных величин  $N_i = A p_i n$ , где  $A = F S z / (60k)$ . Частоту вращения коленчатого вала  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) определяют специальным прибором — тахометром. Часть индикаторной мощности, получаемой в цилиндрах дизеля, расходуется на преодоление сил трения между деталями, на преодоление сопротивлений при впуске воздуха в цилиндры и выпуске продуктов сгорания топлива в атмосферу, на приведение в действие навесных топливных, масляных, водяных насосов, компрессоров и других механизмов. Если мощность, соответствующую всем механическим потерям в дизеле, обозначить  $N_m$ , то эффективная мощность, т. е. мощность, которую отдает дизель потребителю (коленчатому валу),  $N_e = N_i - N_m$ . Отношение  $N_e / N_i = \eta_m$  называют *механическим коэффициентом полезного действия* (КПД). Он показывает, какая доля индикаторной мощности воспринимается потребителем (рабочим органом), в данном случае коленчатым валом. У четырехтактных дизелей  $\eta_m$  колеблется в пределах 0,75—0,92. Произведение  $\eta_m p_i = p_e$  называют *средним эффективным давлением*. Оно характеризует работу цикла ( $p_i$ ) и совершенство конструкции, изготовления и содержания ( $\eta_m$ ) дизеля. Среднее эффективное давление и эффективная мощность дизелей связаны между собой такой же зависи-

мостью, как и  $p_i$  с  $N_i$ , т. е.  $N_e = A p_e n$ . Максимальную эффективную мощность, отнесенную к площади всех поршневой дизеля ( $\text{кВт}/\text{дм}^2$ ), называют поршневой мощностью  $N_p = N_e / (zF)$ . Поршневая мощность характеризует степень форсирования, т. е. удельную нагрузку на поршни и динамическую напряженность деталей дизеля при работе. У современных четырехтактных дизелей  $N_p$  составляет 6—45  $\text{кВт}/\text{дм}^2$ .

**Показатели экономичности работы дизелей.** Основным показателем, определяющим экономичность работы дизелей, является *удельный расход топлива*,  $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ :  $g_e = G / N_e$ , где  $G$  — расход топлива,  $\text{г}/\text{ч}$ . У лучших современных дизелей удельный эффективный расход топлива составляет 210—220  $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ , а у большинства дизелей он колеблется от 225 до 260  $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ .

Для всесторонней оценки экономичности работы дизеля, кроме удельного расхода топлива, определяют также *коэффициенты полезного действия*: механический, индикаторный и эффективный. Индикаторным КПД называют отношение количества теплоты, превращенной в индикаторную работу цикла, к расчетной теплоте сгорания топлива, затраченной на производство этой работы. При индикаторной мощности  $N_i$   $\text{кВт}$  ( $\text{кДж}/\text{с}$ ) работа цикла за 1 ч составит  $3600 N_i$   $\text{кДж}$ . Для выполнения этой работы при расходе топлива  $G$   $\text{кг}/\text{ч}$  и его теплоте сгорания  $Q_n$   $\text{кДж}/\text{кг}$  в течение 1 ч будет затрачено  $G Q_n$   $\text{кДж}$  теплоты. Следовательно, индикаторный КПД  $\eta_i = 3600 N_i / (G Q_n)$ . Индикаторный КПД характеризует совершенство дизеля как тепловой машины и у современных дизелей составляет 0,4—0,53. По аналогии эффективный КПД  $\eta_e = 3600 N_e / (G Q_n)$ . Так как  $N_e = \eta_m N_i$ , то, следовательно,  $\eta_e = \eta_m \eta_i$ . Математически  $\eta_e$  выражает совершенство рабочего цикла ( $\eta_i$ ) и внутренние потери

работы в дизеле ( $\eta_m$ ). У дизелей эффективный КПД составляет 0,3—0,42, т. е. из каждого килограмма топлива при сжигании в дизеле только 420 г в лучшем случае используется на полезную работу.

Распределение теплоты, полученной в дизеле при сгорании топлива, на полезную работу и тепловые потери называют *тепловым балансом*. Его можно представить как  $Q_n = Q_c + Q_r + Q_{ж} + Q_n$ , где  $Q_n$ ,  $Q_c$ ,  $Q_r$ ,  $Q_{ж}$ ,  $Q_n$  теплота, соответственно поступившая в цилиндр с топливом, превращенная в эффективную работу; уносимая с выпускными газами; теряемая с охлаждающей детали дизеля жидкостью и прочие потери теплоты.

Если принять количество теплоты, поступившей в дизель за 100%, то согласно опытным данным слагаемые теплового баланса для различных типов дизелей имеют следующие значения, %:  $Q_c = 30 \div 42$ ;  $Q_r = 23 \div 32$ ;  $Q_{ж} = 12 \div 33$  и  $Q_n = 4 \div 10$ . Из приведенных данных видно, что одним из основных путей повышения экономичности работы дизелей является утилизация (использование) теплоты, уносимой с выпускными газами и с охлаждающей детали дизеля жидкостью (с водой и смазочным маслом).

**Классификация четырехтактных дизелей.** В технике используют поршневые двигатели внутреннего сгорания самых разных типов. Приводимая классификация дана по наиболее существенным признакам применительно к судовым четырехтактным дизелям, которые имеют большое распространение на речном транспорте.

Четырехтактные судовые *дизели* по назначению подразделяют на *главные* и *вспомогательные*. Главные дизели являются источниками энергии для привода движителей (на транспортных судах), перемещения грунта (на судах

технического флота), перекачки нефтепродуктов (на топливоперекачивающих станциях). Вспомогательные дизели вырабатывают энергию для привода в действие электрических генераторов, компрессоров и других рабочих механизмов.

В зависимости от мощности дизели могут быть *маломощными* (менее 74 кВт), *средней мощности* (от 74 до 736 кВт) и *мощными* (свыше 736 кВт). Четкой классификации дизелей по этому признаку нет, поэтому деление их по группам мощности чисто условное. По поршневой мощности (степени форсирования) дизели также условно подразделяют на *нефорсированные* с мощностью менее 14,7 кВт/дм<sup>2</sup>, *форсированные* — с мощностью 14,7—44 кВт/дм<sup>2</sup> и *высокофорсированные* — с мощностью более 44 кВт/дм<sup>2</sup>. На речных судах в качестве главных используют в основном нефорсированные и форсированные дизели средней мощности.

По способу наполнения цилиндров свежим воздухом на речном флоте применяют дизели с *наддувом* и *без наддува*. У дизелей с наддувом воздух в цилиндр подается под давлением, создаваемым специальным компрессором. С помощью наддува можно увеличить массу воздуха в том же объеме цилиндра, а следовательно, сжечь больше топлива за цикл и повысить мощность дизеля. В зависимости от степени наддува различают дизели с *низким наддувом* (при давлении наддувочного воздуха менее 0,19 МПа), со *средним наддувом* (при давлении 0,19—0,25 МПа) и *высоким наддувом* (при давлении более 0,25 МПа). В дизелях без наддува цилиндры заполняются воздухом вследствие разрежения в пространстве над поршнем при его движении вниз. Строительство новых дизелей без наддува допускается толь-

ко при их цилиндровой мощности менее 30 кВт и рабочем объеме цилиндра до 3,5 л (3500 см<sup>3</sup>).

Дизели по виду используемого топлива могут быть *однотопливными*, работающими на дизельном, газотурбинном или моторном топливе, и *двухтопливными*, для которых основным видом топлива является, например, моторное, а пуск их осуществляется на дизельном топливе. В последнее время проводятся исследования по переводу дизелей на газообразное топливо.

В зависимости от числа цилиндров дизели подразделяют на *одно- и многоцилиндровые*. На речных судах преимущественное распространение получили 4-, 6-, 8- и 12-цилиндровые дизели. По расположению цилиндров дизели делят на *одно- и двухрядные*. У первых цилиндры располагаются вертикально вдоль оси коленчатого вала, у вторых — V-образно.

Судовые дизели строят с однокамерным и двухкамерным смесеобразованием. У первых форма камер сгорания определяется конфигурацией днищ поршней, у вторых днища поршней имеют, как правило, плоскую форму и основная камера (обычно сферической формы) располагается в крышке цилиндра. Маломерные суда мощностью менее 55 кВт (катера и моторные лодки) оборудуют чаще всего поршневыми двигателями с внешним смесеобразованием. Смешивание топлива с воздухом в таких двигателях происходит не в цилиндрах, а в специальных устройствах, называемых *карбюраторами*. Приготовленная таким образом смесь воспламеняется в цилиндрах от принудительного источника зажигания (электрической свечи), поэтому машины подобного типа называют *двигателями с электроискровым зажиганием*. Иногда на катерах и моторных лодках

используют *конвертированные* (приспособленные для работы на судах) автомобильные и тракторные двигатели.

Дизели могут быть *нереверсивные* (с одним постоянным направлением вращения коленчатого вала) и *реверсивные* (с вращением вала в разных направлениях). Реверсивные дизели выполняют с коленчатым валом, вращающимся по часовой или против часовой стрелки. Направление вращения при этом определяют со стороны потребителя мощности, т. е. со стороны гребного винта или генератора. Если коленчатый вал при работе дизеля на передний ход вращается по часовой стрелке, дизель считается правого вращения, если против часовой стрелки — левого вращения. Не следует отождествлять их с дизелями правой и левой модели, которые по своей компоновке являются зеркальным отображением один другого. Дизель левой модели устанавливают в машинном помещении по левому борту, правой — по правому борту.

По частоте вращения коленчатого вала дизели классифицируют на три группы: менее 240 мин<sup>-1</sup> — малооборотные; от 240 до 750 мин<sup>-1</sup> — среднеоборотные; свыше 750 мин<sup>-1</sup> — высокооборотные.

В зависимости от средней скорости поршня, определяемой по формуле  $C_m = 2Sn/60$ , дизели подразделяют на *тихоходные* со средней скоростью поршня до 10 м/с и *быстроходные* со средней скоростью поршня выше 10 м/с. При высокой средней скорости поршня сокращается срок службы дизеля, снижается экономичность и повышается шум во время его работы, поэтому серийные речные суда в основном оснащены среднеоборотными тихоходными дизелями.

По объему автоматизации в соответствии с ГОСТ 14228—80 главные дизели подразделяют на четыре степе-

ни. *Дизели с 1-й степенью автоматизации* имеют как минимум регуляторы частоты вращения (скорости) коленчатого вала, регуляторы температуры смазочного масла и воды в системе охлаждения, средства автоматической предупредительной сигнализации и защиты. Время их необслуживаемой работы не менее 4 ч.

*Дизели с 2-й степенью автоматизации* могут работать без обслуживания не менее 24 ч. Кроме средств, предусмотренных для дизелей с 1-й степенью автоматизации, они имеют как минимум устройства для дистанционного автоматизированного управления с производством предпусковых и послеостановочных операций, автоматизированное управление для перехода с одного вида топлива на другой, средства для автоматической совместной работы с другими агрегатами. *Дизели с 3-й степенью автоматизации* имеют период необслуживаемой работы не менее 150 ч. Кроме операций 2-й степени, на этих дизелях должны обеспечиваться как минимум автоматическое пополнение топливных, масляных, водяных расходных цистерн и воздушных баллонов, автоматическая подзарядка аккумуляторных батарей, автоматизация работы вспомогательных агрегатов, обслуживающих дизель. *Дизели с 4-й степенью автоматизации*, кроме соответствия 3-й степени, должны быть оборудованы средствами для автоматического управления, регулирования, контроля и диагностирования из одного центра с помощью управляющих машин. С установкой названных средств время необслуживаемой работы дизеля должно составлять не менее 250 ч. Подробная характеристика дизелей приводится в формулярах, где указывают их мощность, частоту вращения коленчатого вала, сорта топли-

ва и смазочного масла, расходы последних на единицу мощности в час и другие сведения.

По ГОСТ 4393—82 дизелям присваивают условное обозначение (марку), состоящую из цифр и букв. Цифра в начале марки указывает число цилиндров дизеля, буквы после нее означают: Ч — четырехтактный, Д — двухтактный, Р — реверсивный, С — с реверсивной муфтой, П — с редукторной передачей, Н — с наддувом, Г — газовый, 1А, 2А, 3А, 4А — степень автоматизации. Буквы СП, входящие в обозначение дизелей, показывают, что дизель имеет реверсивную муфту и редуктор, т. е. устройство, которое изменяет направление и частоту вращения гребного винта. Цифры после букв соответствуют: в числителе — диаметру цилиндра, в знаменателе — ходу поршня в сантиметрах. Марки, которые присваивает дизелям завод-изготовитель, обычно не соответствуют обозначениям по государственному стандарту. Например, дизелю 6ЧНСР 18/22 завод «Дальдизель» в зависимости от модели и объема автоматизации присвоил марки ДД01, ДД02, ДД03, ДД04, ДД101, ДД102, ДД103, ДД104; завод «Двигатель революции», выпускающий дизели марки 6ЧРН 36/45, в зависимости от степени наддува и некоторых других особенностей именует их Г 60, Г 70, Г 70-5, Г 74.

Дизели, поставляемые в нашу страну из ЧСФР, Финляндии, Японии и других стран, маркируют согласно стандартам и нормам этих стран. Например, у двигателей, которые имеют заводской индекс 6 (8)ФД 26/20 АЛ 1 (2, 3), цифры 6 (8) означают число цилиндров; буквы Д — дизель, Ф — четырехтактный, А — с наддувом, Л — левой модели; цифры: 26 — ход поршня; 20 — диаметр цилиндра (ход и диаметр в сантиметрах). Цифры

1 (2, 3) означают конструктивные варианты дизелей с различным средним эффективным давлением или с различной частотой вращения коленчатого вала.

Кроме того, в некоторых марках дизелей есть буквы: У — реверсивный; С — приспособленный для работы на тяжелом топливе или с реверсивной передачей; Р — правой модели; р — правого вращения; л — левого вращения; Н — со средним ходом (отношением хода поршня к диаметру цилиндра более 1:3).

У дизелей, выпускаемых ЧСФР, дру-

гие обозначения. Буквы А, В, С означают тип дизеля; Л — судовой; ПН, ПС, ПФ — соответственно с низким, средним и высоким наддувом; Р — реверсивный; р — с ручным приводом реверсирования; цифры 1, 2, 3, 4 условно характеризуют степень наддува (1 — низкий наддув, 2, 3 — средний, 4 — высокий).

В индексе дизеля 6-27,5 А2Л (6ЧН 27,5/36), например, цифра 6 означает число цилиндров; 27,5 — диаметр цилиндра в см; буква А — тип четырехтактного дизеля; Л — судовой; цифра 2 — со средним наддувом.

---

1. Как определяют индикаторную мощность дизеля? 2. Что понимают под средним индикаторным давлением? 3. Какие потери учитывают при определении эффективной мощности дизеля? 4. Какие коэффициенты полезного действия используют для оценки эффективности

работы дизеля? 5. Для какой цели вводится понятие о тепловом балансе дизеля? 6. По каким признакам классифицируют судовые дизели? 7. Как расшифровываются марки дизелей: 4Ч 10,5/13; 6ЧСП 18/22; 6ЧРН 36/45; 6ЧСПН 15/18; 6ЧН 27,5/36?

---



## ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДИЗЕЛЕЙ

## 4. ОСТОВ ДИЗЕЛЕЙ

**Фундаментные рамы и картеры.** Детали остова при работе дизеля подвергаются действию больших сил, поэтому во избежание недопустимых деформаций их соединяют между собой в одну общую жесткую конструкцию. Корпус дизеля в общем виде образуют фундаментная рама, станина, цилиндры и их крышки. Фундаментные рамы служат основанием для всех других деталей дизеля. Их, как правило, отливают из чугуна. У высокооборотных дизелей рамы могут быть и из алюминиевых сплавов.

Чугунная цельнолитая рама четырехтактного дизеля 6ЧН 16/22,5 (6Л160ПН) представляет собой массивную деталь корытообразной формы. Она состоит из двух стенок 4 (рис. 7) и семи поперечных перегородок 1.

Последние делят раму на ряд отсеков, в которых могут свободно вращаться кривошипы коленчатого вала (см. рис. 1). Число отсеков соответствует числу цилиндров дизеля. Шейками вал опирается на коренные подшипники 2 (см. рис. 7), смонтированные в гнездах. Нижняя часть рамы имеет полки 3, которыми она опирается на судовый фундамент. На верхней пришабренной плоскости рамы расположены отверстия б для шпилек, соединяющих раму со станиной. Фундаментная рама, станина и цилиндры образуют закрытую камеру (картерное пространство) для кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

У судовых дизелей средней мощности станину обычно отливают совместно с рамой и называют блок-рамой (картером), или выполняют в еди-

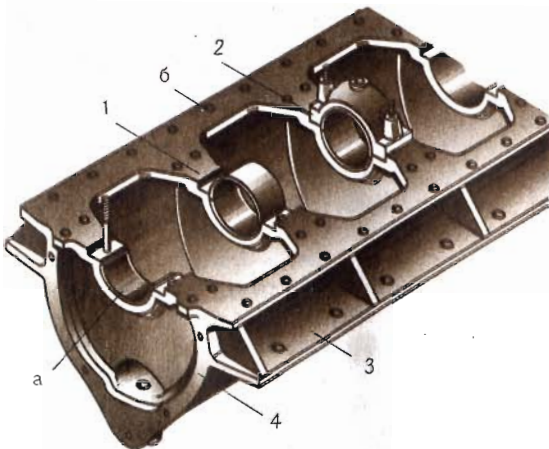


Рис. 7. Фундаментная рама дизеля 6ЧН 16/22,5

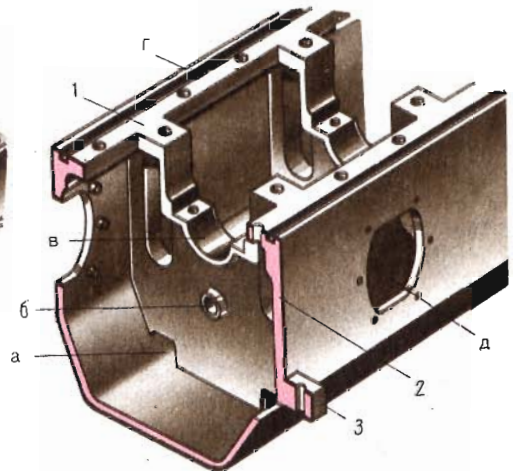


Рис. 8. Блок-рама дизеля 6ЧСП 18/22

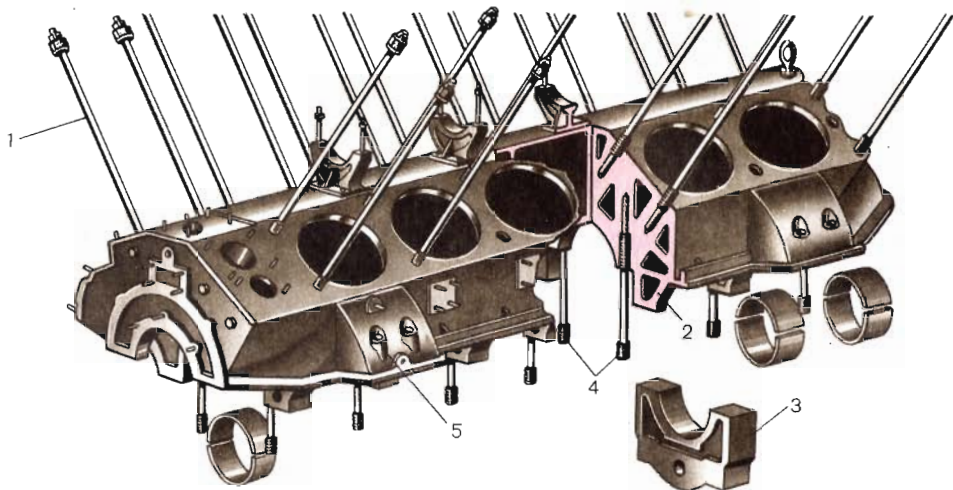


Рис. 9. Несущий картер дизеля 12ЧСП 15/18

ной отливке с блоком цилиндров и называют блок-картером. В блок-рамах (рис. 8) коренные подшипники располагают ниже верхней плоскости рам, поэтому они имеют более высокие продольные стенки 2 с люками  $\delta$ , закрываемыми крышками. Аналогично, как и у обычных рам, полки 3 соединяют с судовым фундаментом болтами (шпильками) и гайками. На верхней плоскости рамы монтируют блок цилиндров, уплотняемый жгутом, вставленным в паз  $z$ . Во время работы дизеля с деталей КШМ в раму стекает смазочное масло. Оно собирается в поддоне (нижней части) рамы и через отверстие  $a$  в перегородках перетекает из одного отсека в другой. У дизелей 6ЧСП 18/22 в отсеке третьего цилиндра смонтирован приемный фильтр, через который смазочное масло из блок-рамы откачивается насосом и после соответствующей очистки и охлаждения по трубопроводу, проходящему через отверстия  $b$  в поперечных перегородках 1, подводится к коренным подшипникам. Аналогичную по конст-

рукции блок-раму имеют и дизели 6ЧРН 36/45.

Некоторые многооборотные дизели, как, например, 6ЧСП 15/18 (ЗД6), 12ЧСПН 15/18 (ЗД12), 12ЧСН 18/20 (М401-А) и др., не имеют фундаментных рам. Несущей деталью корпуса у них является верхний картер (рис. 9), полками (или лапами) 5 установленный на судовом фундаменте. Коренные подшипники в таком картере располагают на подвесках 3, закрепленных шпильками 4 в поперечных перегородках 2. К карттеру снизу прикрепляют поддон (нижний картер) для сбора масла, а на верхней плоскости шпильками 1 крепят блок цилиндров дизеля.

**Коренные подшипники.** В гнездах поперечных перегородок рамы (картера), как было указано, монтируют коренные подшипники. По назначению они могут быть *опорными* и *установочными* (фиксирующими). Последние не только выполняют функции опор коленчатого вала, но и предохраняют его от осевых перемещений. Корен-

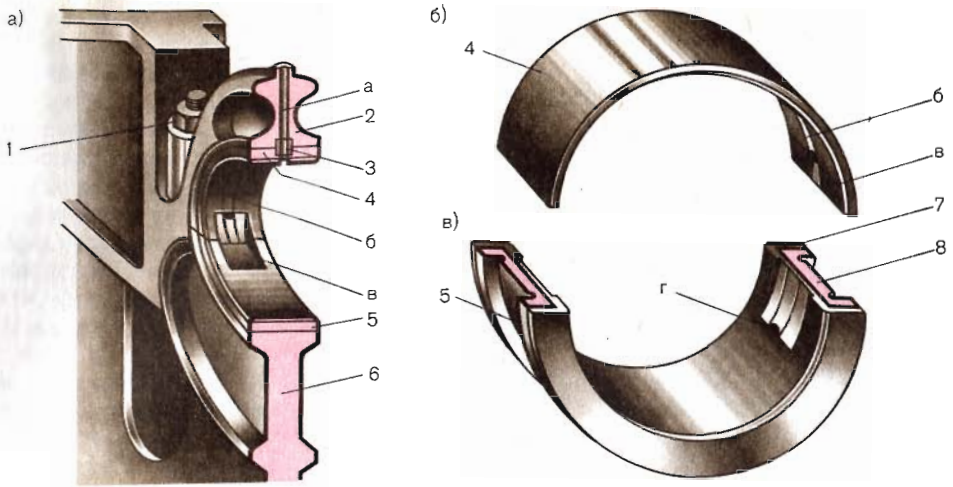


Рис. 10. Коренной подшипник дизеля 6ЧРН 32/48

ные подшипники (рис. 10, а) состоят из нижнего 5 и верхнего 4 вкладышей, плотно подогнанных соответственно к гнезду рамы 6 и крышке 2. Верхний вкладыш фиксируют от поворота в крышке втулкой 3. Крышки подшипников двугаврового или коробчатого сечения отливают из чугуна или стали. К раме их крепят шпильками с гайками 1. Крышки подшипников некоторых дизелей, как, например, 6ЧРН 32/48 (6НФД 48-2АУ), соединяют с рамой двусторонними шпильками. У многооборотных дизелей с подвесными подшипниками для прочности крепления крышек наряду с вертикальными (см. рис. 9) устанавливают еще и горизонтальные двусторонние шпильки. Масло к подшипнику у среднеоборотных дизелей подводится, как правило, через канал а (см. рис. 10, а) в крышке 2. В районе стыковки вкладышей расположены карманы в, называемые «холодильниками», направляющие масло к середине подшипника. На вкладышах с наплавкой толщиной менее 1 мм «холодильники» б (рис. 10, б)

могут быть сквозными. Масло к «холодильникам» подводят по внутренней канавке в, если верхний вкладыш 4 нагружен меньше, чем нижний. Однако подвод масла сверху через крышку затрудняет разборку подшипника. В связи с этим иногда применяют подвод масла по каналу, просверленному в перегородке рамы. При подводе масла снизу в нижнем вкладыше 5 (рис. 10, б) прорезают внешнюю канавку с выходными каналами г. У некоторых высокооборотных дизелей масло к одинаково нагруженным верхним и нижним вкладышам подводится через коленчатый вал (см. рис. 23). Для регулирования масляного зазора между шейкой коленчатого вала и вкладышами в плоскости разъема вкладышей у дизелей ранних выпусков установлены наборы прокладок из фольги определенной толщины. Прокладки уменьшают жесткость подшипника, поэтому на дизелях последних лет постройки их не устанавливают. Масляный зазор в подшипниках регулируют в этом случае торцеванием

вкладышей, т. е. снятием необходимого слоя металла с поверхности их стыкования.

Вкладыши коренных подшипников у большинства среднеоборотных дизелей стальные. Их рабочие поверхности покрывают антифрикционным материалом: баббитом, свинцовистой бронзой или алюминиевым сплавом. Наилучшие антифрикционные свойства имеют баббиты Б83, Б16 и БН. Это сплавы на основе олова или свинца с добавками сурьмы, меди и других элементов. Обычно нижние вкладыши подшипников, как наиболее нагруженные, наплавляют баббитом Б83, а верхние — баббитом Б16 или БН. Баббиты выдерживают температуру нагрева подшипников не более 130 °С. Поэтому для сильно нагруженных подшипников (с температурой нагрева до 250 °С) в качестве антифрикционных покрытий вкладышей используют сплав АСМ (алюминий, сурьма, магний) и свинцовистую бронзу. Взаимозаменяемые вкладыши из сталеалюминиевой полосы получают методом совместной прокатки листов из стали и сплава АСМ. Вкладыши, залитые свинцовистой бронзой, обычно после шлифования для уменьшения износа шейки вала упрочняют и наносят на поверхность их наплавки тонкий приработочный слой свинца, баббита или другого легкого сплава. Такие *вкладыши* называют *трехслойными*.

В последние годы вкладыши коренных подшипников делают тонкостенными из стали толщиной от 2 (при диаметре шейки вала 50—80 мм) до 6 мм (при диаметре шейки вала 250—320 мм). Антифрикционные покрытия тонкостенных вкладышей делают из баббита Б83 или алюминиевых сплавов АО 20-1, содержащих 17—23% олова и 0,7—1,2% меди. Сплав АО 20-1 толщиной 0,3—1 мм наносят на сталь-

ную ленту в процессе ее прокатки на специальных станках.

Установочный (фиксирующий) подшипник чаще всего монтируют в кормовой части дизеля. От других подшипников он отличается большей длиной и наличием на вкладышах (рис. 10, б) концевых буртов 8 с антифрикционной наплавкой по торцам 7. При отсутствии концевых буртов у вкладышей к торцам подшипника крепят упорные кольца из антифрикционного сплава.

**Цилиндры и блок-картеры.** Цилиндры судовых дизелей изготавливают как цельную деталь (блок) или в виде общей отливки со станиной (блок-картера). Когда несколько цилиндров отлиты в одном блоке, то уменьшается масса и длина дизеля, достигается большая жесткость конструкции корпуса. Блоки цилиндров и блок-картеры изготавливают из чугуна тех же марок, что и фундаментные рамы.

Блок цилиндров (рис. 11) полками 2 устанавливают на верхнюю плоскость блок-рамы (см. рис. 8), крепят к ней силовыми шпильками, ввертываемыми в отверстие *е* (см. рис. 11), и болтами по краям для уплотнения стыка. В блок цилиндров вставлены втулки 1. Пространство между блоком и цилиндры-выми втулками образует полость водяного охлаждения *в*. Уплотнение полости в верхней части достигается путем прижатия притертого буртика втулки к блоку цилиндров, внизу — с помощью уплотнительных резиновых колец 3, уложенных в канавки втулок. Охлаждающая вода поступает в полость *в* снизу. Площадь поперечного сечения полости охлаждения сверху меньше, чем внизу. Скорость потока воды в связи с этим постепенно возрастает, благодаря этому обеспечивается лучший отвод теплоты от наиболее нагретой верхней части втул-

ки. Блок цилиндров имеет симметричную конструкцию относительно продольной оси дизеля. В нижней части (справа и слева) в вертикальных перегородках сделаны отверстия  $d$  для подшипников распределительного вала. Цилиндрические отверстия  $z$  направляющих втулок толкателей механизма газораспределения в зависимости от модели дизеля растачивают только с одной какой-либо (на рис. 11 с правой) стороны блока. Левую полость  $b$  блока используют в качестве впускного коллектора, поэтому отверстия  $z$  в ее перегородках заглушены. В нарезные отверстия  $a$  блока ввертывают шпильки для крепления крышек цилиндров. Уплотнение между крышками, блоком и втулками цилиндров обеспечивается армированной прокладкой. Отверстие в нижней части торцевой стенки  $ж$  блока и фундаментной рамы закрывают специальной крышкой. Основной составляющей корпуса судовых дизелей чаще всего является блок-картер.

Для крепления к фундаментной раме блок-картер имеет полки  $5$  и  $6$  (рис. 12). Осмотр и ремонт деталей КШМ производят через люки  $1$  и  $4$ , закрываемые крышками. В поперечных перегородках блок-картера выполнены отверстия  $d$  для подшипников распределительного вала. Детали механизма газораспределения и топливные насосы монтируют на полке  $3$ .

Втулки цилиндров  $2$  устанавливают в блок-картере так, что между ними образуются полости охлаждения  $б$ ,  $в$  и  $г$ , вода к которым подводится через отверстие  $a$ . Изготавливают втулки преимущественно из чугуна. Некоторые многооборотные дизели имеют стальные втулки. Для свободного перемещения клапанов в верхней части втулок дизелей ЧРН 32/48 выфрезерованы карманы. Внутреннюю (рабочую) поверхность втулок в целях повышения изно-

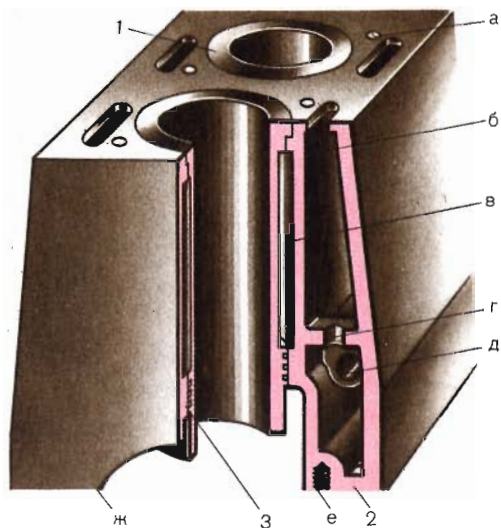


Рис. 11. Блок цилиндров дизеля 6ЧСП 18/22

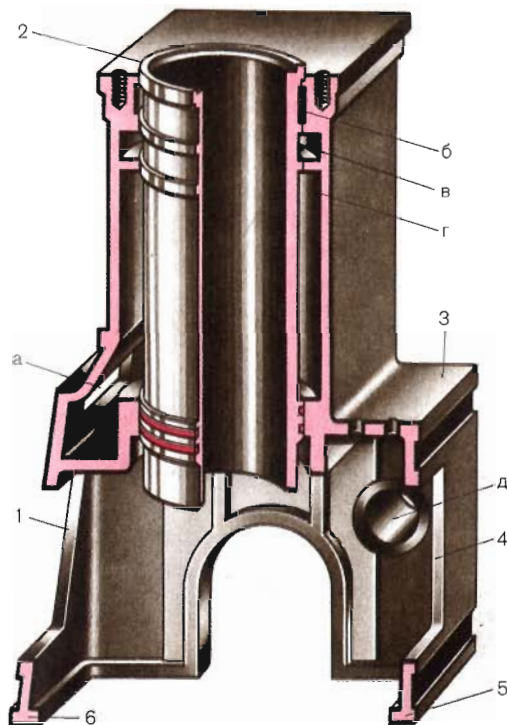


Рис. 12. Блок-картер дизеля 6ЧРН 32/48

соустойчивости шлифуют, подвергают закалке токами высокой частоты, азотированию или пористому хромированию. Наружную поверхность втулок (со стороны полостей охлаждения) для защиты от коррозии покрывают кадмием или бакелитовой смолой. Уплотнение верхней части втулки со стороны полостей охлаждения достигается взаимной притиркой плоскостей посадки втулки и корпуса блок-картера. У некоторых дизелей для этой цели между буртом втулки и блок-картера в верхней части устанавливают медную прокладку. В нижней части втулки уплотняют резиновыми кольцами. У высокооборотных дизелей блок-картер может быть и основной несущей деталью. В этом случае его соединяют непосредственно с судовым фундаментом, а коренные подшипники коленчатого вала крепят в нижней части блока на подвесках.

Картерное пространство дизеля насыщено мельчайшими частицами масла. В нем могут быть также и частицы топлива. Смесь воздуха с маслом и топливом при определенных соотноше-

ниях может оказаться взрывоопасной. Для отвода газов из картерного пространства в соответствии с Правилами Речного Регистра РСФСР дизели с диаметром цилиндров более 200 мм и объемом картера более 0,6 м<sup>3</sup> оборудуют специальными предохранительными клапанами.

**Крышки цилиндров. Головки блока цилиндров. Моноблоки.** Крышки цилиндров отливают, как правило, из чугуна и выполняют в виде отдельной части (индивидуально для каждого цилиндра) или в виде блока для нескольких или всех цилиндров дизеля. В последнем случае их называют *головками блока цилиндров* и изготавливают обычно из алюминиевых сплавов. Крышки закрывают цилиндры и образуют их рабочую полость. Снизу у крышки для фиксации ее положения и обеспечения герметичности рабочей полости расположен уплотнительный бурт (кольцевой выступ), входящий в канавку втулки цилиндра. Рабочие полости цилиндров уплотняют индивидуальными прокладками из отожженной меди или алюминия под каждой из крышек или общей прокладкой под головкой дизеля. По форме крышки цилиндров могут быть четырех-, пяти-, шести-, восьмигранные и цилиндрические. Четырехгранная крышка дизеля 6ЧСП 18/22 (рис. 13) образована стенками 2, верхним 1, нижним 3, днищами и перегородками между ними. В крышке выполнено гнездо ж для форсунки, через которую в цилиндр подается топливо. Симметрично оси форсунки размещены гнезда в для впускного и гнезда е для выпускного клапанов с каналами для подвода воздуха и удаления продуктов сгорания топлива. В зависимости от частоты вращения коленчатого вала в крышках дизелей может быть два впускных и два выпускных клапана, а также пусковой

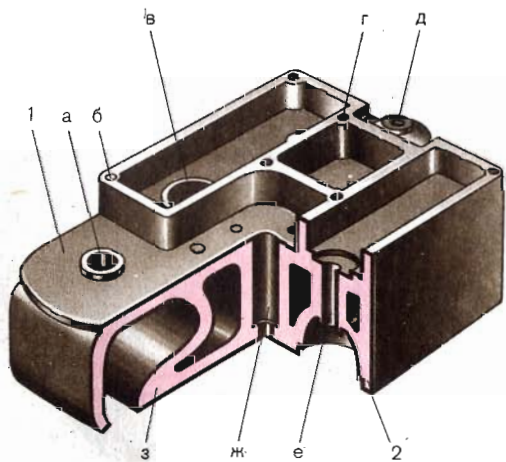


Рис. 13. Крышка цилиндра дизеля 6ЧСП 18/22

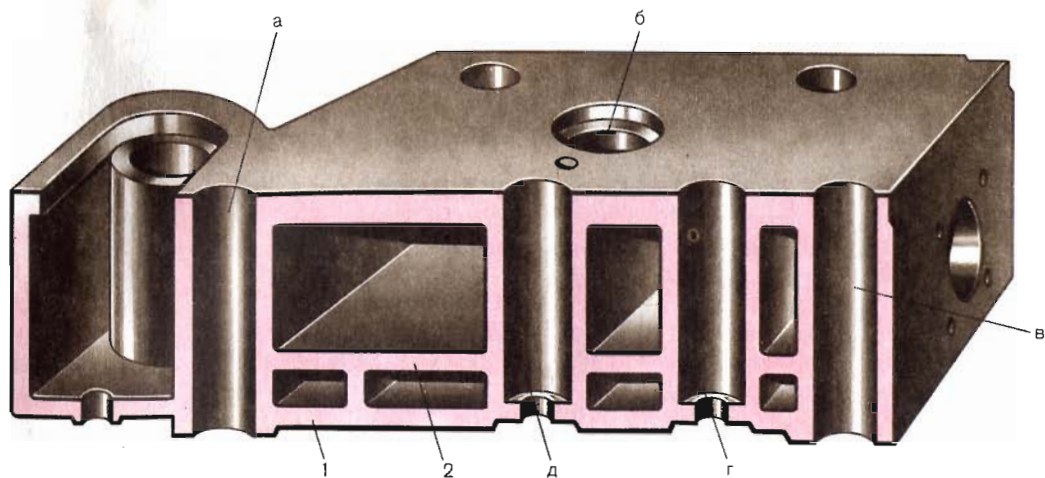


Рис. 14. Крышка цилиндра дизеля 6ЧРН 36/45

клапан и индикаторный кран. Через пусковой клапан в цилиндр подается сжатый воздух при пуске дизеля. Индикаторный кран служит для подсоединения специальных приборов (индикатора, максиметра) при определении параметров рабочего цикла в цилиндрах дизеля. Крышки дизелей с диаметром цилиндров 180 мм и более снабжены, кроме того, предохранительными клапанами, предотвращающими повышение давления в цилиндре сверх установленных значений.

Крышки дизелей 6ЧСП 18/22 соединяют с блоком цилиндров четырьмя шпильками, которые проходят через отверстия *а*. Детали механизма газораспределения (открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов) крепят на крышке четырьмя шпильками, ввернутыми в резьбовое отверстие *г*, и закрывают кожухом, для шпилек крепления которого в крышке предусмотрены отверстия *б*. В гнездо *д*, закрытое пробкой, вмонтирован прибор для измерения температуры выпускных газов. Гнезда клапанов, стенки и днища крышки омываются охлаждающей во-

дой. Для интенсификации охлаждения нижнего днища и гнезда форсунки крышки некоторых дизелей выполнены с горизонтальной перегородкой *2* (рис. 14). Вода из блока дизеля входит в нижнюю полость крышки через специальные отверстия (на рисунке не показаны) и, двигаясь в ней с повышенной скоростью, интенсивно охлаждает днище *1*. Крышку крепят к блоку шестью шпильками, проходящими через отверстия *а*, *в*. В гнездах *д*, *б*, *г* монтируют форсунку, выпускной и пусковой клапаны. Для осмотра и очистки полостей охлаждения крышка имеет специальные люки, закрываемые заглушками.

Крышки цилиндров и головки дизеля подвергаются динамическому воздействию давления газов, испытывают большую нагрузку от предварительной затяжки шпилек крепления, а также воспринимают значительные тепловые напряжения, поэтому они должны обладать высокими прочностью и жесткостью. Необходимая их жесткость обеспечивается формой каркаса (стенками, массивным днищем и перегород-

ками). У сильно нагруженных высокооборотных дизелей, как, например, 12ЧСН 18/20 (М401), головка представляет единую отливку с блоком цилиндров. Такую конструкцию называют *моноблоком*.

Единая отливка обеспечивает более высокую жесткость блока и исключает возможность прорыва газов между головкой и блоком цилиндров. Моноблок крепят на верхнем картере дизеля силовыми шпильками. Втулки цилиндров вставляют в моноблок снизу. Конструктивное оформление остова

дизеля определяют его назначение и компоновка.

Для соединения деталей остова дизеля применяют болтовой и анкерный способы крепления. В первом случае детали корпуса дизелей 6ЧРН 36/45, 6ЧСП 27,5/36, 6ЧРН 27,5/35, 6(8)ЧСПН 20/26, 6(8)ЧРН32/48 и др. крепят попарно: например, крышку с блок-картером (блок-цилиндром) и блок-картер (блок-цилиндров) с фундаментной рамой. Анкерными связями, как у дизелей 12ЧСН 18/20, соединяют одновременно все детали.

1. Из каких деталей состоит корпус дизеля и как их соединяют между собой? 2. Чем конструктивно отличаются фундаментные рамы и блок-рамы? 3. Для чего предназначены коренные подшипники? 4. Каково назначение установочного подшипника и чем он конструктивно

отличается от остальных коренных подшипников? 5. Каковы особенности устройства блок-картера и несущего картера? 6. Как крепят рабочие втулки в цилиндрах дизеля? 7. Какие клапаны монтируют в крышках цилиндров двигателей внутреннего сгорания?

## 5. ДЕТАЛИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Основными движущимися частями кривошипно-шатунного механизма являются поршневая группа, шатуны и коленчатый вал с маховиком и гасителем колебаний.

**Поршневая группа.** Поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы, крепежные детали, а также устройства для охлаждения (в отдельных случаях) образуют поршневую группу (поршневой комплект) ДВС. Поршни дизелей изготавливают из чугуна или алюминиевых сплавов, обладающих высокой прочностью и достаточной теплопроводностью. Поршни из алюминиевых сплавов легче, чем из чугуна. Вследствие высокой теплопроводности они меньше нагреваются. Однако поршни из алюминиевых сплавов изнашиваются быстрее и стоимость их несколько выше, чем чугунных. Конструкцию поршней выби-

рают с учетом обеспечения лучшего отвода теплоты, свободного перемещения их в цилиндре и надежной герметичности, благодаря которой исключалась бы возможность сообщения камеры сгорания с полостью картера. Поршень дизеля условно разделяют на головку и тронк. Тронк имеет несколько больший диаметр и является направляющей при движении поршня в цилиндре. В его приливах (бобышках) 3 с отверстиями в (рис. 15, а) монтируют поршневой палец 5, шарнирно соединяющий поршень с шатуном. Бобышки подкрепляют ребрами жесткости 1. Для предотвращения осевого перемещения поршневого пальца в бобышках служат стопорные кольца 4. Головка поршня воспринимает давление газов и закрыта сверху массивным днищем 2. Конфигурацию днищ поршня



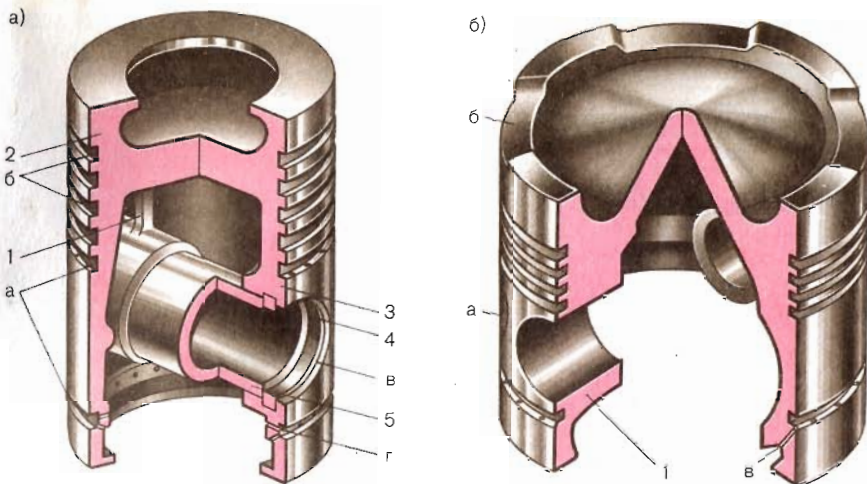


Рис. 15. Неохлаждаемые поршни

выбирают в зависимости от принятых условий смесеобразования. В данном случае днище чугунного поршня дизеля 6ЧСП 18/22 сделано с углублением трапецеидальной формы. Чтобы предотвратить утечки газов из камеры сгорания в картер, на цилиндрической поверхности головки поршня имеется несколько поршневых канавок *б* для уплотнительных колец. Последние уплотняют поршень в цилиндре и при работе дизеля перемещают смазочное масло по стенкам цилиндра. В нижней части головки поршня и на его тронке имеются канавки *а* для маслоотъемных колец. При движении поршня маслоотъемные кольца снимают с поверхности втулок излишек смазочного масла, который через дренажные отверстия *г* сбрасывается в картер.

Поршень дизеля 6ЧСП 15/18 из алюминиевого сплава показан на рис. 15, б. На наружной поверхности поршня выфрезерованы углубления *б* для впускных и выпускных клапанов. Изнутри поршень имеет два прилива (бобышки) *1* с расточкой под диаметр

поршневого пальца. Для уменьшения теплового расширения тронка в направлении оси пальца и для снижения массы поршня в районе его бобышек расположены карманы *а* по два с каждой стороны. На цилиндрической образующей поршня проточено пять канавок для поршневых колец. Четвертая и пятая канавки, считая от днища, имеют фаски с дренажными отверстиями *в* для сброса масла в картер.

Поршневые (уплотнительные и маслоотъемные) кольца изготавливают из чугуна с повышенным содержанием фосфора и с присадками хрома, никеля или молибдена, придающими материалу колец необходимую прочность и хорошие антифрикционные свойства. Верхние поршневые кольца у некоторых форсированных дизелей, например 12ЧСН 18/20, делают из стали. Кольца тщательно (с зазором 0,06—0,3 мм) подгоняют по высоте к канавкам поршня. Часть кольца вырезают. В местах выреза у них образуется косой *1*, *2* или прямой *3* замок (рис. 16, а), поэтому в свободном состоянии кольца имеют

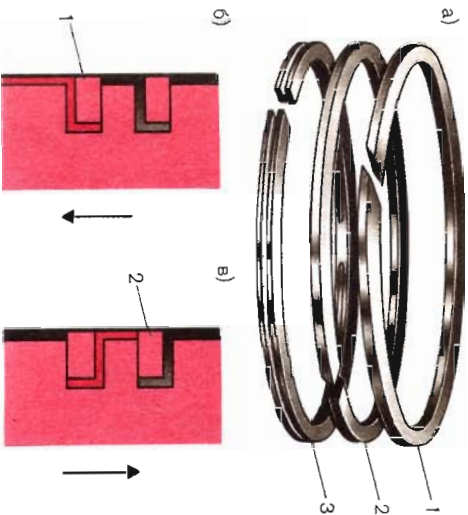


Рис. 16. Поршневые кольца

диаметр несколько больший диаметра втулки цилиндра. Уплотнительные кольца делают с косым замком при правом или левом направлении разреза, масло-съемные кольца выполняют обычно с прямыми замком. При монтаже колец на поршне для уменьшения пропуска газов замки располагают так, чтобы они не находились на одной линии. Когда поршень движется вниз (рис. 16, б), кольца прижимаются к верхним кромкам канавок и в образовавшийся, например, под кольцом / зазор поступает масло. С изменением направления движения поршня (рис. 16, в) кольцо / прижимается к нижним кромкам канавок и выдавливает масло к кольцу 2. Таким образом от одного кольца к другому через несколько ходов поршня масло поднимается все выше в сторону камеры сгорания. Масло-съемные кольца предохраняют от проникновения масла в камеру сгорания, удаляя излишек масла с поверхности втулки цилиндра. В целях повышения износоустойчивости колец их хромируют, лудят, омедняют, подвергают изотермической закалке или сульфидиро-

ванию (поверхностному насыщению серой). На преодоление трения поршневых колец затрачивается приблизительно 40—50%, а иногда и до 60% всех механических потерь, при этом наибольшее затраты энергии приходится на первое уплотнительное кольцо. Поэтому у высокофорсированных дизелей в качестве первого, а иногда и первых двух применяют трапециевидальные уплотнительные кольца (рис. 17, а) как менее склонные к закоксовыванию. Для снижения работы трения без ухудшения уплотняющей способности колец иногда уменьшают площадь поверхности трения путем снижения высоты кольца (рис. 17, б). Улучшения работоспособности колец достигают также завальцовкой в их боковую рабочую поверхность бронзовых, медных или алюминиевых колецезвых пластин / (рис. 17, в). На рабочую поверхность верхнего уплотнительного кольца для лучшей приработываемости иногда наносят кольцевые риски (рис. 17, г), хорошо удерживающие смазочное масло.

Уплотнительные кольца в сечении имеют, как правило, прямоугольную форму с толщиной по радиусу несколько меньшей, чем по высоте, благодаря чему повышается их упругие свойства. Масло-съемные кольца имеют обычно трапециевидальную форму с конической внешней поверхностью (рис. 18, а). Когда поршень / движется вверх, между таким кольцом и втулкой цилиндра создается масляный клин б. Давлением масла кольцо сжимается и скользит по его слою. Двигаясь вниз, кольцо острой кромкой соскабливает излишек масла со стенок втулки и через отверстие а сбрасывает его в картер. Часто масло-съемные кольца делают с кольцевой наружной выточкой б и прорезью в (рис. 18, б). При движении вверх такие кольца прижимаются к нижней

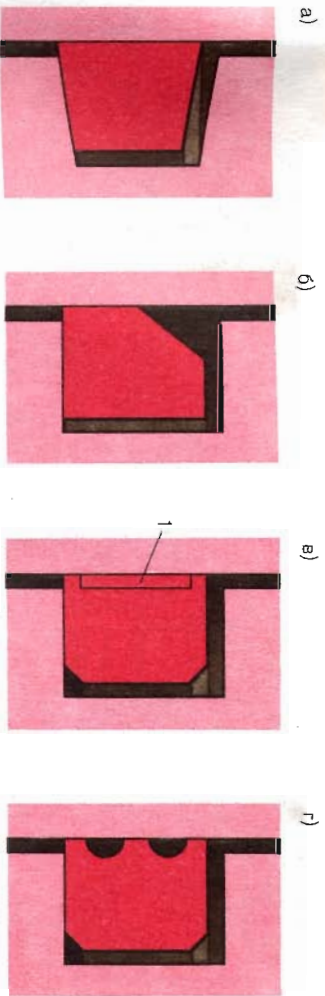


Рис. 17. Основные типы уплотнительных колец

Кромке канавки поршня и масло сбрасывается в картер через дренажное отверстие 2. Когда поршень движется вниз, масло стекает в картер через отверстия 2 и а. На одном и том же

поршне, как, например, у дизелей БЧРН 32/48, могут устанавливаться кольца первого и второго типов. В последнее время в качестве поршневых колец получили применение торсионные (самоскручивающиеся) кольца (рис. 18, в) с удлиненными маслоъемными сводами. Торсионные кольца имеют несимметричное поперечное сечение благодаря эксцентричной выточке б в верхней грани. Нижняя рабочая кромка их выполнена в виде скребка с концентричной выточкой а. В канавках поршней некоторых дизелей установлены два маслоъемных кольца 1, 2 (рис. 18, г)

с выточкой снизу, которая придает им вид скребка и способствует лучшему удалению масла со стенок втулки.

Поршень тронкового дизеля соединяют с шатуном поршневым пальцем. В судовых дизелях наибольшее распространение получили «плавающие» пальцы, т. е. пустотелые втулки (рис. 19), которые при движении поршня могут поворачиваться вокруг своей оси. Их изготавливают из углеродистых или легированных сталей. Для повышения износостойкости пальцы обычно цементируют, азотируют и закаливают токами высокой частоты. Во избежание осевого смещения пальцы 3 (рис. 19, а) фиксируют в бобышках поршня 1 стопорными кольцами 2 круглого или прямоугольного сечения. Фиксация «плавающих» пальцев от осевых перемещений

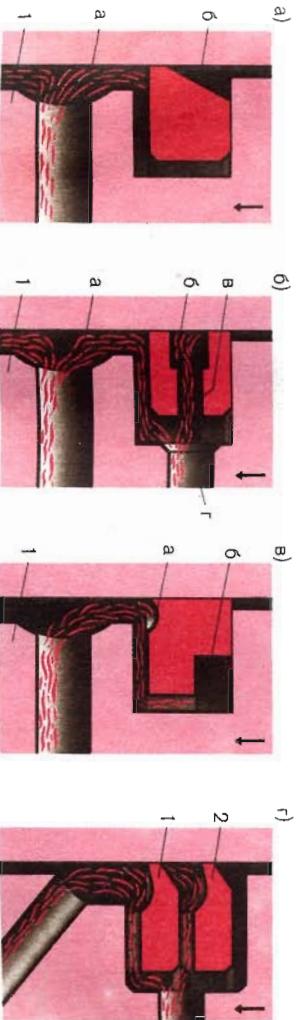


Рис. 18. Маслоъемные кольца

может осуществляться также специальными заглушками 2 (рис. 19, б) из алюминевых сплавов, вставленных в расточку палца 3 или бобышки 1 (рис. 19, в). При работе дизеля заглушки 2 скользят по стенке втулки цилиндра и препятствуют смещению палца. У дизелей с диаметром цилиндра больше 250 мм внешнюю сторону заглушек обрабатывают по радиусу цилиндра. Поворот таких заглушек предотвращают с помощью штифтов 4. В бобышках 1 предусмотрен сливной канал а, чтобы под ними не скапливалось масло. Заглушки вынимают из бобышек поршня с помощью рычагов, вертываемых в нарезные отверстия б. Для уменьшения износа бобышек между ними и пальцами устанавливают бронзовые втулки 5. У некоторых дизелей, например 6ЧРН 36/45, пальцы 3 (рис. 19, г) имеют каналы а для подвода смазочного масла от шатуна к бобышкам поршня 1. Во избежание попадания большого количества масла на стенки втулки цилиндра палец в этом случае фиксируют заглушками 2, прикрепляемыми к бобышкам поршня винтами. Между заглушками и бобышками поршня устанавливают прокладки 4.

При работе дизелей поршни, особенно у их днища, подвераются действию

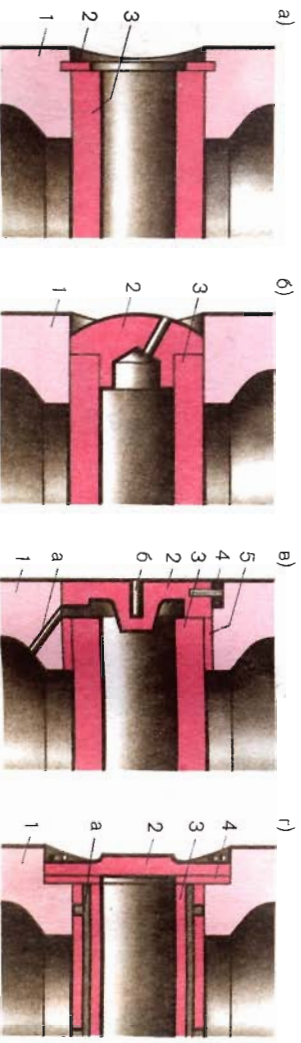


Рис. 19. Поршневые пальцы

высоких температур. Для улучшения условий работы толщину днища поршня обычно увеличивают, а переход от днища к стенкам стремятся сделать плавным. В целях облегчения условий работы у некоторых поршней над верхним поршневым кольцом протачивают канавку, отклоняющую тепловой поток в направлении нижних колец. При больших диаметрах цилиндров для отвода теплоты от поршней их охлаждают маслом, подводимым через шатун. Охлаждение поршней, например, дизелей 6ЧНСГ 27,5/36, осуществляют фонтанирующей струей масла (рис. 20, а). От смазочной системы масло по трубе 1 через кольцевой зазор а между поршневым пальцем и головкой шатуна 2 поступает под давлением к соплу 3. Струя масла, фонтанируя из сопла, ударяется о днище поршня 4 и, охлаждая его, стекает в картер.

Поршни некоторых дизелей, например 6ЧРН 36/45 и др., отличающиеся высоким тепловым напряжением, имеют поточное охлаждение. К перегородке таких поршней, образующей полость охлаждения, прикреплен направляющий стакан 4 (рис. 20, б), внутри которого находится втулка 2. Последняя пружиной 3 прижимается к шатуну 1. Масло через кольцевой зазор а в шатуне и втулке 2 поступает в полость б, ох-

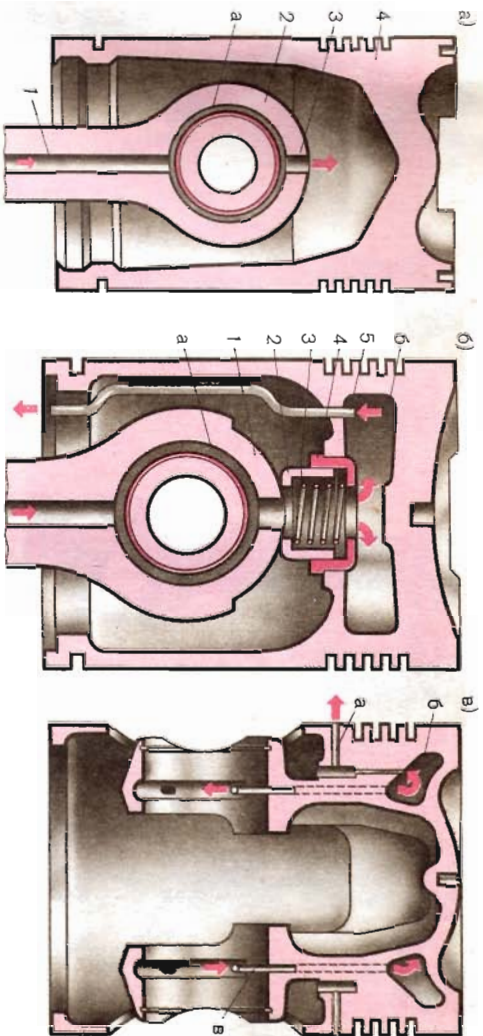


Рис. 20. Охлаждаемые поршни

лаждает головку поршня и по трубе 5 стекает в картер дизеля. У дизелей 12СН 22/24 (12Ф 22В) головки поршней охлаждаются «методом взбалтывания». Из смазочной системы масло поступает в полость б поршня (рис. 20, в) по каналам в и выходит на цилиндрическую поверхность поршня по каналам а.

**Шатуны.** Во время работы дизеля верхняя часть шатунов, качаясь на поршневых пальцах, участвует вместе с поршнем в возвратно-поступательном движении, а нижняя вращается совместно с шатунной (кривошипной) шейкой коленчатого вала. Условия работы шатуна характеризуются значительными динамическими нагрузками, действующими вдоль его продольной оси. Под действием давления газов шатун сжимается. Силы инерции, стремясь оторвать поршень от коленчатого вала, растягивают шатун и изгибают его в плоскости качания. Поэтому конструкция шатуна при небольшой массе должна обладать высокими прочностью, надежностью и жесткостью.

Шатуны обычно изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Они могут быть штампованными или коваными.

Основными элементами шатуна являются верхняя (поршневая) и нижняя (кривошипная) головки и связывающий их стержень. Как правило, у штампованных шатунов поперечное сечение стержня 5 — двутавровое (рис. 21, а), у кованых — круглое. Большинство судовых дизелей имеет двутавровые шатуны. Во избежание концентрации напряжений переход стержня к головкам делают плавным с определенным радиусом кривизны. Верхнюю головку 4 шатуна выполняют заодно со стержнем неразъемной. В нее запрессовывают втулку 3, которая стопорится от проворачивания специальными винтом. Втулки изготавливают из оловянистой бронзы или стали, заглавленной внутри свинцовой бронзой. Нижнюю головку для соединения с коленчатым валом выполняют разъемной. Она образует шатунный подшипник. Крышка 8 подшипника нижней

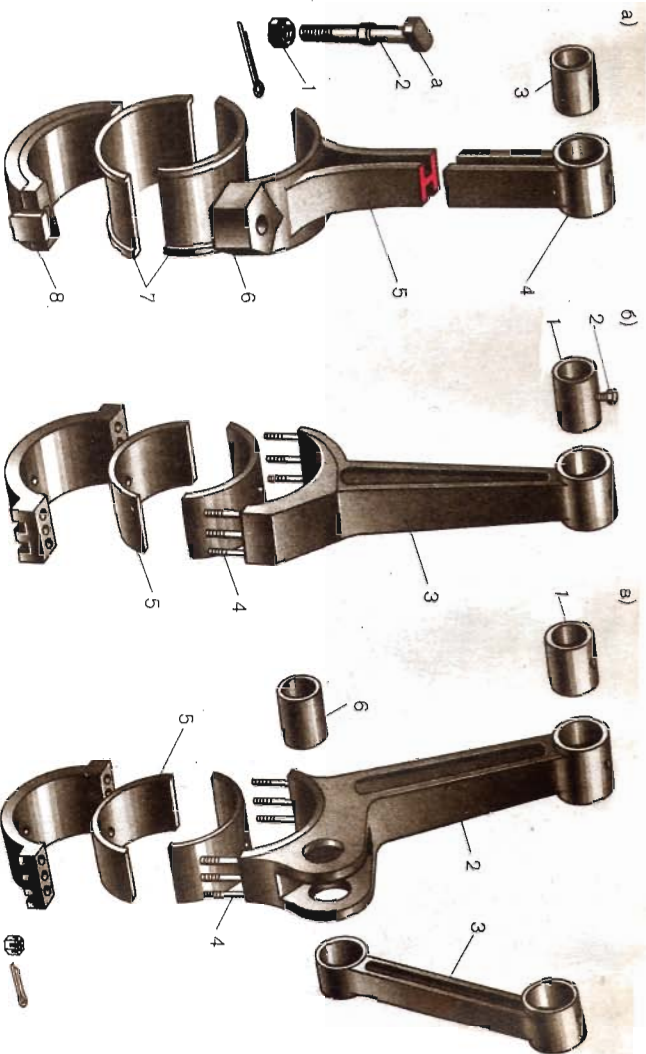


Рис. 21. Шатуны:

а — с неотъемной нижней головкой; б — с косым разъемом нижней головки; в — U-образных дизелей

головки центрируется с пяткой 6 шатуна соответствующими выступами и шатунными болтами 2. От проворачивания шатунные болты 2 стопорят штифтами, вставляемыми в пазы д, и крепят шпильговыми корончатыми гайками 1. Между пяткой шатуна и крышкой подшипника устанавливают вкладыши 7, рабоче поверхности которых покрывают антифрикционным слоем. Встречаются также шатуны, нижняя головка которых имеет только один верхний вкладыш. Крышка подшипника у таких шатунов заглавлена антифрикционным сплавом без вкладыша. Подшипник нижней головки шатуна смазывают маслом, поступающим от смазочной системы по каналам коленчатого вала. Из нижней головки в верхнюю масло поступает через канал, просверленный внутри стержня, или по

специальной трубе, прикрепленной к стержню шатуна скобками.

У некоторых дизелей первых выпусков шатуны имеют отъемную нижнюю головку. В таких головках две половинки подшипника: верхняя и нижняя. Между верхней половиной подшипника и пяткой шатуна в этом случае устанавливают прокладку, изменяя толщину которой, можно увеличивать или уменьшать объем пространства между а следовательно, и изменять степень сжатия. Отъемные нижние головки увеличивают массу и уменьшают жесткость шатунов, поэтому в последнее время их применяют реже, чем неотъемные.

Для удобства обслуживания размеры нижней головки шатуна выбирают таким образом, чтобы при сборке и

разборке нижняя головка шатуна свободно проходила через цилиндр. Вследствие ограничения внешнего размера нижней головки при обычно применяемых диаметрах шатунной шейки колечатого вала, близких к диаметру цилиндра, приходится сильно сокращать радиальную толщину тела головки в зоне прямого разреза. С целью повышения жесткости головки в качестве частично компенсирующей меры из-за вынужденного ослабления зоны разреза обычно увеличивают высоту средней части крышки, выполняя ее для ограничения массы в виде двутаврового профиля. Отмеченные недостатки нижних головок с прямым разрезом (с плоскостью разреза, перпендикулярной оси стержня) привели к широкому распространению у высокооборотных дизелей головок с косым разрезом, когда плоскость разреза располагают под острым углом к оси стержня. Нижняя головка шатуна с косым разрезом показана на рис. 21, б. Крышку подшипника головки соединяют с пятой шатуна шпильками 4. Вкладыши подшипника тонкостенные. При изнашивании их заменяют новыми. Стержень 3 шатуна двутаврового сечения, а верхняя головка с втулкой 1 и стопорным винтом 2 по конструкции аналогична показанной на рис. 21, а. В верхней головке шатуна и втулке 1 (рис. 21, в) у дизелей, не имеющих подвода смазочного масла от нижней головки шатуна к верхней, выполняют ряд сверлений. Через эти сверления на поршневой палец поступают капли масла смазочного масла из масляного тумана в картерном пространстве. Водно из сверлений вставляют латунную трубку, которая стопорит втулку 1 от проворачивания. Вкладыши 5 подшипника нижней головки у таких шатунов заплавлены свинцовой бронзой. Крышку головки крепят к пятке главным

по шатуна 2 шпильками 4. У прицепного шатуна 3 нижняя головка, как и верхняя, неразъемная, с бронзовой втулкой 6. Прицепной шатун соединяют с главным посредством пальца с каналами для подвода смазочного масла. Шатунные болты (шпильки) с гайками обеспечивают не только крепление, но и центровку составных частей головки, для чего их выполняют с центрирующими поясами. От проворачивания болты (шпильки) фиксируют штифтами. Для этой же цели головки у некоторых шатунных болтов имеют боковой плоский срез. Корончатые гайки болтов (шпильки) затягивают с определенной силой, указанной в инструкции, по возможности динамометрическими ключами, и стопорят от проворачивания шпильками. Равномерность прилегания головок и гаек шатунных болтов (шпильки) к поверхностям головки проверяют по краске. Для удобства разборки и разгрузки шпильки 1 (рис. 22, а) от осевых усилий у дизелей 12ЧН 22/24 плоскость разреза нижней головки 2

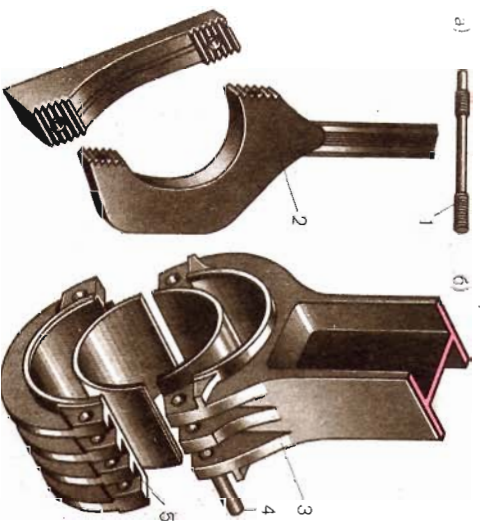
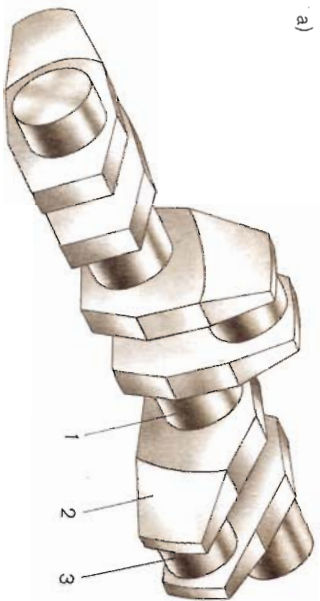
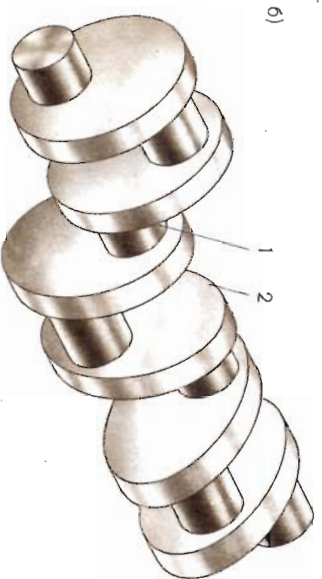
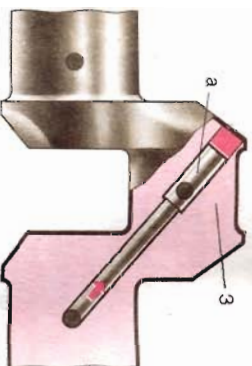


Рис. 22. Нижние головки шатунов высокооборотных дизелей



a)



6)

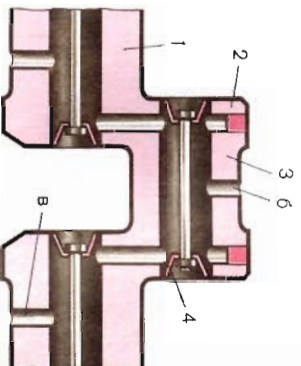


Рис. 23. Кривошипы коленчатых валов

шатунна сделана рифленой. У некоторых высокооборотных дизелей крышку 5 (рис. 22, 6) нижней головки крепят к пятке 3 шатуна коническими штифтами 4.

**Коленчатые валы.** Цельные, кованные или штампованные коленчатые валы судовых дизелей изготавливают из углеродистых сталей. Основными элементами вала (рис. 23, a) являются коренные 1 и шатунные (кривошипные) 2 шейки и соединяющие их шейки 3. Для повышения износостойкости шейки обычно подвергают поверхностной закалке теми же способами, что и шейки. Во избежание концентрации напряжений переход (галтель) от шеек вала к щекам вытогнют овальным. Шеки вала могут иметь прямоугольную, овальную и круглую форму. Для уменьшения массы и наи-

большей уравновешенности часть метала шеек с наиболее удаленных от оси вала мест снимают в пределах, обеспечивающих их необходимую прочность. Две шейки и шатунная шейка образуют кривошип вала. Число кривошипов соответствует числу цилиндров дизеля. Кормовой конец коленчатого вала главного дизеля имеет фланец для соединения с судовым валопроводом. Эту же часть вала обычно используют для привода распределительного механизма. От носовой части вала приводятся в действие различные вспомогательные агрегаты.

Смазывание трущихся деталей кривошипно-шатунного механизма обеспечивается, как указывалось, через соответствующие каналы в коренных подшипниках. В шатунные подшипники



масло поступает по наклонным  $a$  (см. рис. 23,  $a$ ) или радиальным каналам  $b$  (рис. 23,  $b$ ). В последнем случае шатунные и коренные шейки выполняют полыми. Внутренние полости шеек герметизируют с помощью заглушек 4, стяннутых болтами. Масло из коренного подшипника поступает внутрь полой коренной шейки 1, по радиальному каналу 6, затем проходит в шатунную шейку 3 и через отверстие  $b$  — к шатунному подшипнику.

**Понятие об уравновешенности дизелей.** Как уже отмечалось, при работе дизеля на его поршни действуют в основном силы от давления газов и силы инерции. Давление газов во все стороны камеры сгорания (на поршень, стенки цилиндра, головку дизеля) передается равномерно и силы, возникающие при этом, взаимно уравновешиваются. Сумма сил инерции и моментов сил инерции относительно центра тяжести дизеля тоже должна равняться нулю. Когда это требование удовлетворяется, дизель считается уравновешенным. В противном случае силы инерции и их моменты могут вызвать вибрацию корпуса судна как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. Эффектным средством уравновешивания тепловых машин являются использование многоцилиндровых дизелей, у которых рабочие такты в различных цилиндрах чередуются равномерно по углу поворота вала. Для этого кривошипы вала располагают под углом, равным  $720^\circ/z$  — у черехтактных и  $360^\circ/z$  — у двухтактных дизелей, где  $z$  — число цилиндров.

Наилучшая уравновешенность в данном случае достигается при одинаковом расположении кривошипов, равно отстоящих от середины коленчатого вала. Уравновешиванию дизеля способствует и целесообразный порядок работы цилиндров, обеспечивающий в

то же время и повышение равномерности вращения коленчатого вала. Для сохранения уравновешенности дизеля не следует допускать, чтобы после ремонта массы поршней у одного дизеля отличались более чем на 0,5—1%, шатунов — на 0,2—1,5%. Силы инерции и их моменты могут быть уравновешены и искусственно путем присоединения к кривошипам вала дополнительных масс, называемых *противовесами*. Массы противовесов подбирают так, чтобы действующие на них центробежные силы соответствовали по значению силам, действующим на шатунные шейки валов, и были направлены в противоположную сторону. Для уменьшения массы противовесов их стараются располагать как можно дальше от оси вращения коренной шейки вала. У некоторых двигателей противовесы отковывают за одно целое со шеками вала. Противовесы разгружают подшипники коленчатого вала от центробежных сил, поэтому ими оборудуют иногда даже полностью уравновешенные дизели.

**Крутильные колебания коленчатого вала.** Во время рабочего хода сила давления газов, воспринимаемая кривошипно-шатунным механизмом, стремится скрутить коленчатый вал относительно валопровода и гребного винта, которые в этот момент имеют меньшую частоту вращения. С уменьшением вращающего момента (в период между очередными вспышками толги-ва) коленчатый вал раскручивается, проходит равновесное состояние и закручивается в обратном направлении. Так возникают крутильные колебания вала. *Момент*, выходящий коленчатый вал из состояния равновесия, принято называть *возмущающим*, а колебательные движения его — *вынужденными*. Упругие колебания вала и насаженных на него масс, возникающие

после прекращения действия возмущающих моментов, называют *свободными*. Они совершаются с определенной частотой (числом колебаний в секунду), называемой *частотой свободных колебаний*. С изменением частоты возмущающего момента (изменением частоты вращения коленчатого вала) меняется свое значение и частота вынужденных колебаний системы. В случае совпадения частоты возмущающего момента с частотой свободных колебаний системы наступает *резонанс*. *Частота вращения вала*, при которой наступает резонанс, называют *критической*. При работе на такой частоте вращения возможны ступки во всех сочленениях деталей, вибрация дизеля на фундаменте и даже поломки вала. Современные дизели проектируют с расчетом, чтобы критическая частота вращения их вала находилась за пределами рабочей. На шкале тахометра зона критической частоты вращения вала ограничивается красными линиями. Работа дизеля в этой зоне запрещается и ее следует проходить быстро при изме-

нении подачи топлива. Для поглощения энергии крутильных колебаний на коленчатых валах судовых дизелей устанавливают демпферы механического или жидкостного трения. С помощью механического (пружинного) гасителя колебаний используют силы трения, возникающие при крутильных колебаниях между носовой или кормовой частями вала и ободом демпфера. При работе дизеля ступица демпфера повторяет колебания коленчатого вала, а обод стремится благодаря инерции сохранять свою частоту вращения постоянной. Разность частот вращения ступицы и обода демпфера вызывает проскальзывание их одного относительно другого. Энергия колебаний вала затрачивается при этом на преодоление сил трения между ступицей и ободом, разделимых дисками трения с пружинами. Жидкостные демпферы работают по такому же принципу, как и механические, только ступицу и обод последних разделяет сегментовая жидкость с высокой вязкостью, представляющая собой раствор солей кремния.

1. Какие преимущества и недостатки имеют поршни из чугуна и сплава на алюминийевой основе? 2. Как соединяют поршни с шатунами? 3. С какой целью на поршне устанавливают углостигельные и масляеметные кольца? 4. Как охлаждают поршни? 5. Каковы

особенности устройства нижних головок шатунов? 6. Какие части коленчатого вала составляют кривошип? 7. Как осуществляется смазывание деталей кривошипно-шатунного механизма? 8. Зачем на коленчатых валах устанавливают противовесы и демпферы?

## ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ И УСТРОЙСТВА ТОПЛИВОПОДАЧИ

### 6. СИСТЕМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

**Схема систем.** Впускные и выпускные клапаны системы газораспределения четырехтактных дизелей открываются и закрываются в нужные моменты специальным приводом. По конструкции привод бывает с верхним расположением распределительного вала. Большинство судовых дизелей имеют штанговый клапанный привод с расположением распределительного

вала 2 (рис. 24, а) на уровне верхней части картера. От коленчатого вала 1 к распределительному вращение передается через шестерни 13, 11, 12, 10. У четырехтактных дизелей каждый клапан должен открываться один раз за два оборота коленчатого вала, поэтому шестерня 10 вращает распределительный вал 2 с частотой в 2 раза меньшей частоты вращения коленчатого вала. На распределительном валу монтируются

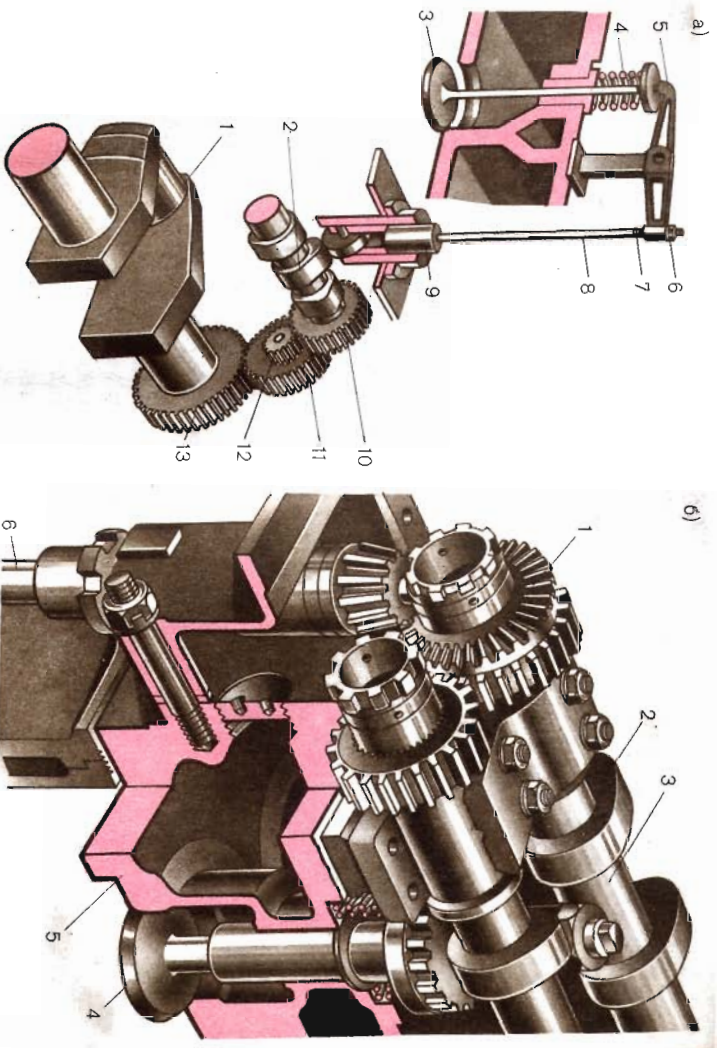


Рис. 24. Клапанные приводы

комплекты кулачных шайб для выпускных, выпускных клапанов и топливных насосов. Иногда на распределительном валу устанавливаются и шайбы пружковых золотников. Чаше всего при нижнем расположении распределительный вал монтируют внутри картера, из-за чего усложняется сборка и обслуживание привода, но обеспечиваются хорошие условия для смазывания его деталей. Для облегчения монтажа, демонтажа и обслуживания привода у некоторых дизелей распределительный вал смонтирован в специальной вытолке блок-картера или блок-цилиндров. Смазочное масло к распределительному валу в этом случае подается по специальному маслопроводу.

При вращении распределительного вала выступ кулачной шайбы набегаёт на ролик толкателя 9 и поднимает штангу 8. Клапанный рычаг (коромысло) 5 поворачивается относительно своей оси и, сжимая пружину 4, открывает клапан 3. А когда ролик толкателя сбегаёт с выступа шайбы, клапан под действием пружины закры-

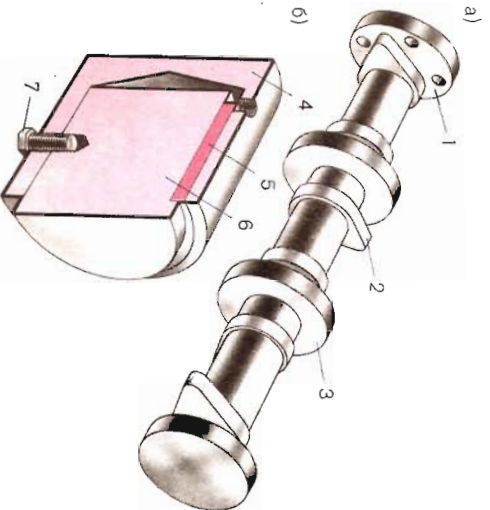


Рис. 25. Составные распределительные валы

вается. Для компенсации удлинения штока клапана и штанги при их нагревании между штоком клапана и рычагом 5 должен быть определенный тепловой зазор. Значение теплового зазора устанавливается винтом 7 и фиксирует контршайбой 6. Рассмотрим привод характерен для среднеоборотных судовых дизелей.

Высокооборотные дизели, как, например 6ЧСГ 15/18, 12ЧСН 18/20 и др., оборудованы клапанным приводом с верхним (надклапаным) расположением двух распределительных валов, не имеющих штанг и клапанных рычагов. При вращении распределительных валов 3 (рис. 24, б) их шайбы 2 воздействуют непосредственно на выпускные и выпускные клапаны 4. Распределительные валы 3 в этом случае монтируют над головкой дизеля 5. С коническим валом они связаны зубчатой конической передачей 1 и промежуточным валом 6, используемым также и для привода различных механизмов. Клапанные приводы с верхним расположением распределительных валов усложняют демонтаж головок дизеля. Для снятия головки в этом случае необходима разборка клапанного привода.

**Распределительный вал.** У высокооборотных и нереверсивных дизелей распределительный вал выполняют обычно вместе с кулачными шайбами 2 (рис. 25) и для удобства монтажа делают составным. Две части вала соединяют фланцами 1 (рис. 25, а) или шпонкой 5 (рис. 25, б) и винтом 7. В последнем случае конец одной части 6 вала вставляют в расточку другой части вала 4. Для повышения износостойкости рабочие поверхности шеек 3 валов и кулачных шайб 2 подвергают цементации, закалке и шлифовальной механической обработке. В зависимости от числа клапанов и схемы их привода кулачные шайбы на распределитель-

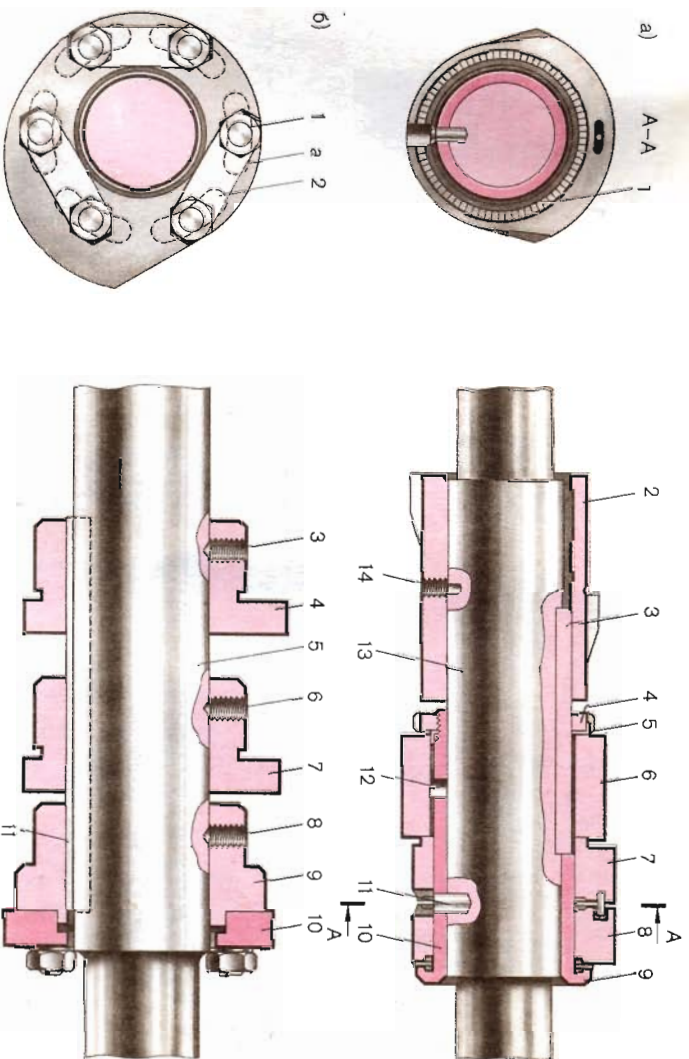


Рис. 26. Распределительные валы со съёмными кулачковыми шайбами

тельном валу располагают определенным образом в соответствии с принятым порядком работы цилиндров. Высота и профиль шайб обуславливают моменты открытия, закрытия клапанов и размеры проходного сечения каналов для выпуска воздуха в цилиндр и выпуска из него продуктов сгорания топлива.

Реверсивные дизели имеют на распределительном валу по два комплекта кулачных шайб: один для переднего, другой для заднего хода. На рис. 26, а показан участок распределительного вала, относящийся к одному цилиндру дизеля 6ЧРН 32/48. У таких дизелей шайбы выпускных и выпускных клапанов выполнены в одном блоке 2, закрепленном на распределительном валу 13 шпонкой 3 и винтом 14. Шайбы

переднего 8 и заднего 7 хода топливного насоса имеют шлицевое крепление. Блок 6 кулачных шайб пусковых золотников, закрепленных штифтом 12, и шайбы 7, 8 смонтированы на обшей втулке 10. Последнюю соединяют с валом шпонкой 3 и штифтом 11. Торцевые поверхности шайб и бурт 9 втулки выполнены с радиальными шлицевыми поясами 1. Такие пояса имеют по окрестности 180 шлицев, так что смешение кулачных шайб 7, 8 на один зуб относительно втулки или одной относительно другой соответствуют повороту их на 2°. Шайбы топливного насоса вместе с блоком шайб 6 пусковых золотников надевают на втулку, крепят гайкой 4 и стопорят замковой шайбой 5. На рис. 26, б показан участок распределительного вала, относящийся к

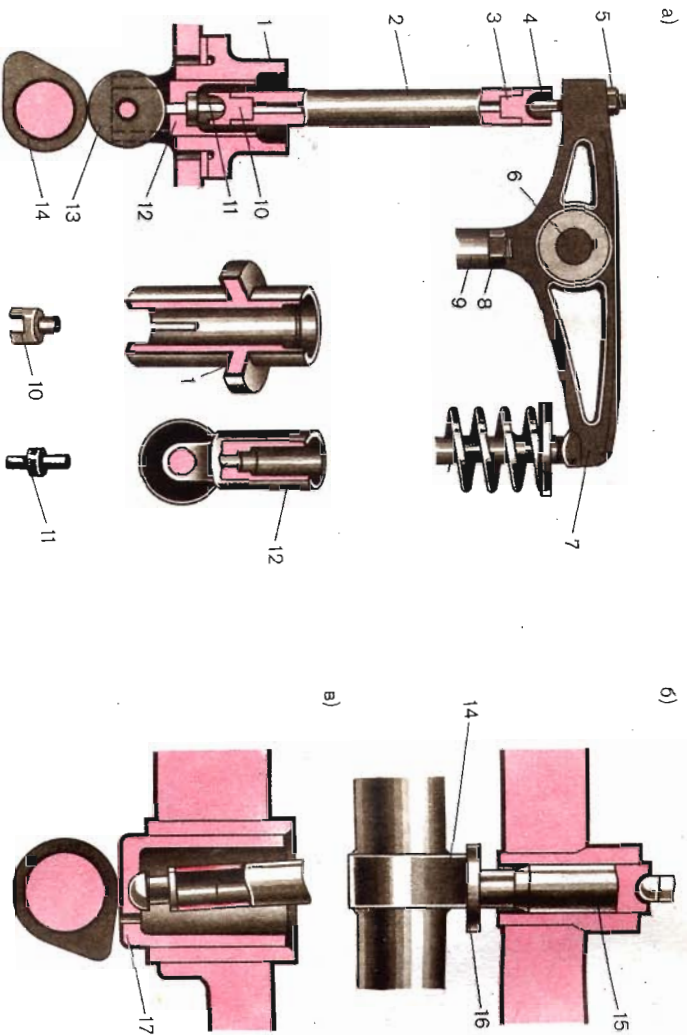


Рис. 27. Детали штангового клапанного привода

одному цилиндру дизеля 6ЧСПН 27,5/36. На валу 5 шпонкой 11 и винтами 3, 6, 8 закреплены блок 4 кулачных шайб выпускных, блок 7 кулачных шайб выпускных клапанов и муфта 9. Кулачные шайбы 10 топливного насоса крепят к муфте болтами 1 (у реверсивных дизелей — к блоку 7 шайб выпускных клапанов). Отверстия 1 под болты в шайбах 10 выполняют продолговатой формы, благодаря чему обеспечивается возможность их поворота при регулировании работы насоса. Гайки крепления шайб стопорят от проворачивания накладками (пластинами) 2.

**Клапанные рычаги, штанги, толкатели.** Механизмы привода клапанов с нижним расположением распределительного вала получают импульсы для движения от кулачных шайб через тол-

катели, штанги и клапанные рычаги (коромысла). На рис. 27, а показан один из механизмов привода с неразрезным клапанным рычагом, жестко закрепленным на валу 6. Опорами вала служат роликовые подшипники, смонтированные в стойке 9. Последние соединены с крышкой цилиндра шпильками и гайками 8. Правое плечо рычага имеет сферическую головку 7, которой оно воздействует на шток клапана. В левое плечо рычага ввернут регулировочный винт 4 с контргайкой 5. Сферическая головка винта опирается на верхний кончик 3 пустотелой трубки (штанги) 2. На сферическую поверхность нижнего кончика 10 воздействует упор 11 толкателя 12. Ролик 13 толкателя при набегании на него выступает шайбы поднимается и, воз-

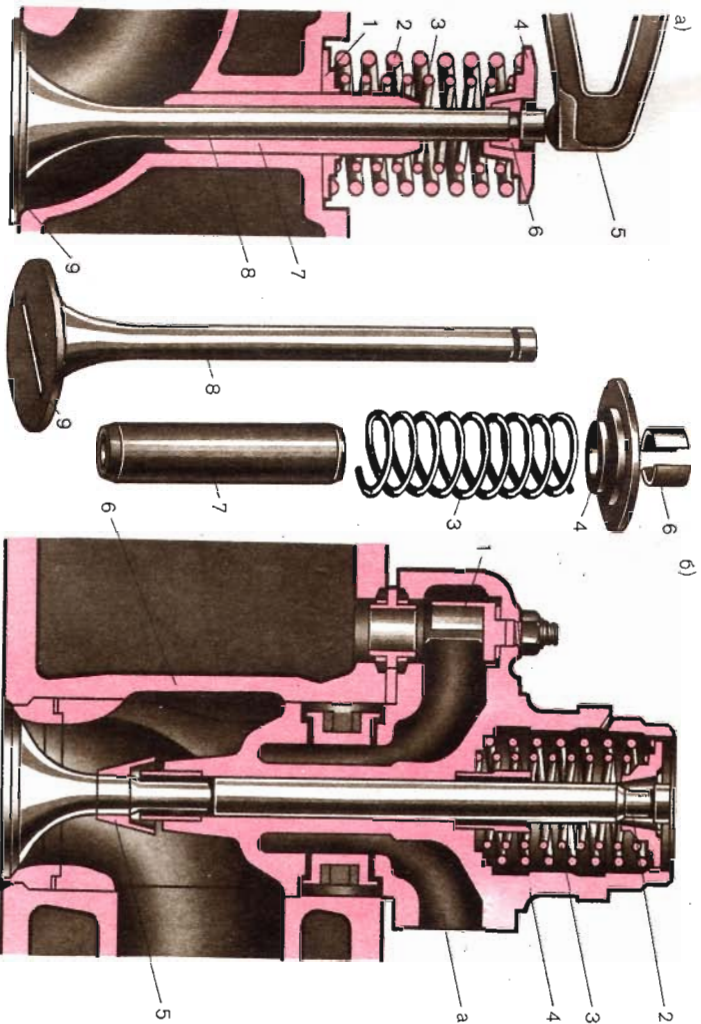


Рис. 28. Клапаны среднеоборотных дизелей

действуя на детали привода, открывает клапан. Направляющей толкателя служит втулка 1. Встречаются и другие конструкции толкателей. У высокооборотных дизелей, например 4Ч 10,5/13, толкатели 15 (рис. 27, б) сделаны с плоской формой головки 16. Оси их смещены по отношению к оси кулачных шайб 14, поэтому толкатели при вращении распределительного вала не только скользят по рабочим профилям шайб, но и вращаются вокруг своих осей, благодаря чему происходит более равномерное изнашивание торцовой поверхности шайб. Иногда толкатели, как у дизелей 6ЧСП 18/22, выполняют в форме плоского стакана 17 (рис. 27, в), воздействие от которого передается штанге через сферический наконечник клапанного рычага.

**Впускные и выпускные клапаны.** Материалом для впускных клапанов служат хромистые или хромоникелевые среднеуглеродистые стали. Выпускные клапаны работают в условиях более высоких температур, чем впускные, поэтому их изготавливают из жаропрочных и износоустойчивых сталей.

По конструкции клапаны форсированных дизелей одинаковы, они состоят из тарелки 9 (рис. 28, а) и стержня (штока) 8. Рабочая поверхность тарелки притирается к седлу в крышке цилиндра. У некоторых дизелей седла клапанов съемные. Для уменьшения сопротивления при выпуске воздуха в цилиндры иногда диаметр тарелки впускных клапанов делают несколько большим, чем выпускных. Клапаны, изготовленные отечественными заво-

дами, на торцовой части тарелки имеют клеймо: ВС (всасывающий, выпускной) и ВХ (выхлопной, выпускной). Под действием клапанного рычага 5 тарелка 9 и шток 8, смещаясь вниз, сообщают рабочую полость цилиндра с впускным или выпускным коллекторами. При появлении зазора между штоком и клапанным рычагом тарелка 9 клапана пружинами 2, 3 прижимается к гнезду и рабочая полость цилиндра разобщается с коллектором. Направляющей для движения штока служит втулка 7, запрессованная в крышку цилиндра. Пружины опираются внизу на крышку цилиндра или неподвижную фасонную шайбу 1, а вверху — на подвижную фасонную шайбу 4 (ее называют также тарелкой). Шайба 4 крепится на штоке двумя коническими

полукольцами (сухарями) 6. Надежность действия клапанов, работающих с большими скоростями и находящихся под воздействием высоких температур, в основном зависит от значения сил инерции, условий охлаждения и смазывания. Особенно сильно нагреваются выпускные клапаны форсированных двигелей с наддувом, поэтому их корпус 4 (рис. 28, б) имеют, как правило, охлаждение. Клапан с защитным отражателем 5, пружинами 3, тарелкой и штоком 2 монтируют в корпусе 4, скрепленном с крышкой цилиндра 6. Вода поступает в корпус 4 клапана из крышки цилиндра через регулировочный кран 1, а отводится в магистраль по каналу а.

Детали клапанного привода смазываются, как правило, централизованно,

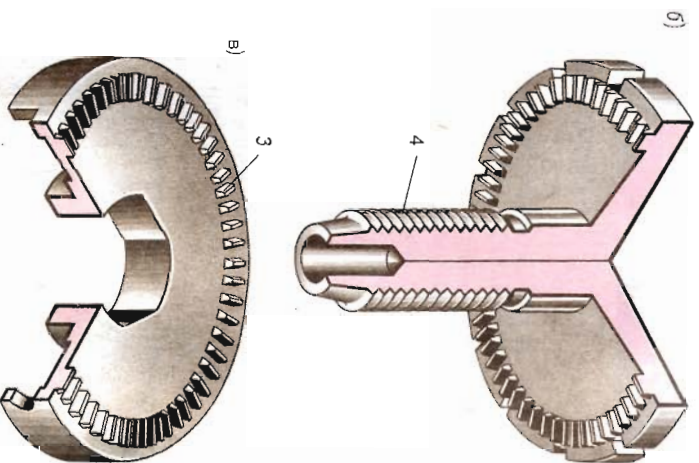
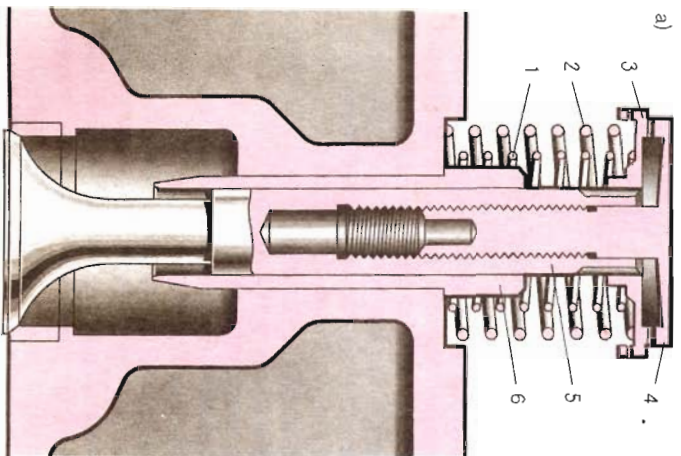


Рис. 29. Клапан высокооборотного Двигеля



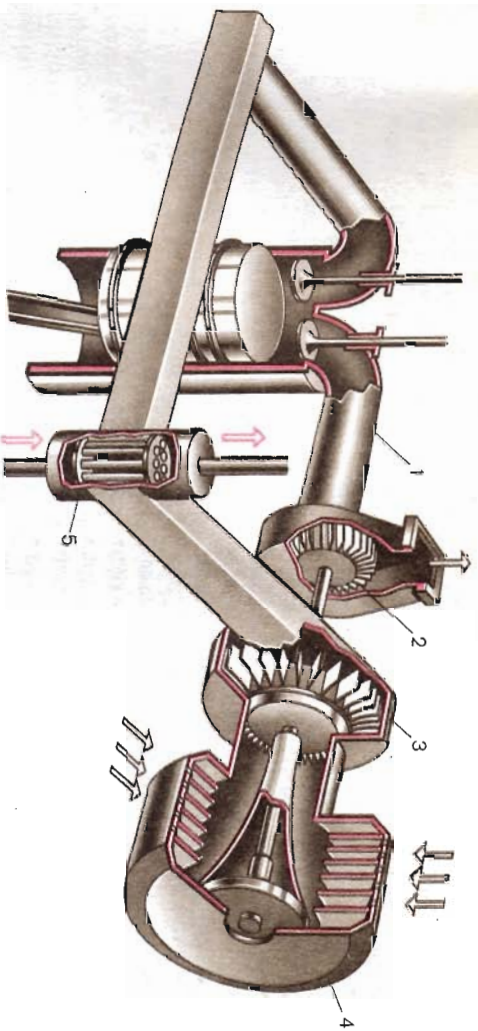


Рис. 30. Схема газотурбинного наддува

и во избежание потерь масла крышки цилиндров (головки дизеля) закрывают колаками. В необходимых случаях, как, например, у дизелей 6ЧРН 36/45, с этой целью оборудуют кожухами и штанги клапанного привода. В приводах с верхним расположением распределительного вала кулачная шайба воздействует непосредственно на упорную тарелку 4 (рис. 29, а), хвостовик которой ввернут в пустотелый шток 5. Под упорной тарелкой 4 (рис. 29, б) установлена замковая 3 (рис. 29, в), называемая замковой. Ее соединяют со штоком 5 (рис. 29, а) осевыми штифтами. По поверхности соприкосновения тарелки имеют радиальные штифты. Пружинны 2, 1 прижимают замковую тарелку к упорной и предотвращают проворачивание последней относительно штока 5. Направляющей для движения штока служит втулка 6. Рабочей поверхностью клапан опирается на вставное седло.

**Понятие о наддуве дизелей.** Мощность дизеля можно увеличить путем повышения давления воздуха при впуске его в цилиндры. Подачу воздуха

в цилиндры дизеля под давлением 0,13—0,25 МПа и выше называют *наддувом*. Воздух в цилиндры дизелей с наддувом нагнетается специальным насосом, называемым *компрессором*. В зависимости от привода компрессоров различают механический и газотурбинный наддув. У дизелей с механическим наддувом компрессор приводится в действие от коленчатого вала посредством цепной или зубчатой передачи. На судах речного флота наибольшее распространение получили газотурбинный наддув, при котором компрессор 3 (рис. 30) приводится в действие от газовой турбины 2, подключенной к газопроводу 1. На рабочем колесе (роторе) турбины по окружности смонтированы лопатки, а перед ними в корпусе располагают неподвижные лопатки так называемого направляющего аппарата. Газы с лопаток направляющего аппарата на рабочие лопатки турбины могут поступать по радиусу к оси вращения ротора или вдоль него, поэтому *турбины* называют соответственно *радиальными* или *осевыми*. При движении газов от периферии к центру

радиальные турбины называют *центро-стремительными*, в случае движения газов от центра к периферии — *центробежными*. В направляющем аппарате турбины скорость газов увеличивается, а давление уменьшается, т. е. потенциальная энергия выпускаемых газов преобразуется в кинетическую. Подобный процесс происходит и в каналах между лопатками рабочего колеса турбины. Вследствие этого рабочее колесо турбины начинает вращаться, следовательно, будет вращаться и рабочее колесо центробежного компрессора 3. Воздух, поступающий на лопатки рабочего колеса компрессора, через фильтр 4 отбрасывается от центра вращения к периферии. При движении воздуха в каналах между лопатками рабочего колеса компрессора кинетическая энергия воздуха преобразуется в потенциальную, скорость движения его уменьшается, а давление возрастает. Поступивший в компрессор воздух, двигаясь между лопатками рабочего колеса, сжимается и по нагнетательному патрубку направляется в наддувочный коллектор дизеля. Отношение давления наддувочного воздуха к давлению атмосферного воздуха называют *степенью наддува*.

Центробежные компрессоры, объемные в один агрегат с газовой турбиной, образуют турбокомпрессор. В соответствии с ГОСТ 9658—81 отечественные турбокомпрессоры подразделяют на два унифицированных типа: размерных ряда: ТК — центробежный компрессор с осевой турбиной и ТКР — центробежный компрессор с центро-стремительной турбиной. Турбокомпрессоры выпускают с различными степенями повышения давления: Н — низкого давления, повышающие давление атмосферного воздуха менее чем в 1,9 раза; С — среднего давления, повышающие давление атмосферного воздуха в 1,9—2,5 раза; В — высокого дав-

ления, повышающие давление атмосферного воздуха более чем в 2,5 раза.

Марки турбокомпрессоров расшифровываются таким образом: буквы перед цифрами означают тип агрегата (ТК или ТКР), цифры — диаметр рабочего колеса компрессора в сантиметрах, буква после цифр — модификация компрессора по степени повышения давления. Например, марка турбокомпрессора ТК 30С означает, агрегат с осевой турбиной, среднего давления и диаметром рабочего колеса компрессора 30 см. Судовые среднеоборотные дизели оборудуют в основном турбокомпрессорами с турбинами осевого типа.

При сжатии в компрессоре воздух нагревается, из-за чего снижается его массовая подача и увеличивается тепловое напряжение деталей турбокомпрессора. Для обеспечения нормальных условий эксплуатации турбокомпрессора и увеличения массового заряда воздух перед поступлением в цилиндры дизеля охлаждают водой в охладителе 5 (см. рис. 30). Мощность дизеля увеличивается примерно пропорционально степени наддува при условии охлаждения воздуха до температуры окружающей среды. Трубки охладителя воздуха изготовляют в основном из меди, латуни или нержавеющей стали. Для интенсификации теплообмена на трубах припаивают, приваривают или накатывают ребра различной конфигурации. Вода прокачивается насосом внутри трубок, а воздух омывает их снаружи.

**Впускной коллектор и газопровод дизеля.** В цилиндры дизеля воздух поступает через впускной коллектор, у четырехтактных дизелей впускной коллектор имеет форму трубы круглого или квадратного сечения с патрубками к отдельным цилиндрам. Продукты сгорания топлива вытесняются из ци-

линдров в выпускной коллектор, состоящий из отдельных цилиндрических трубных или стальных сварных труб. Несколькими патрубками коллектор соединяют с крышками цилиндров. Выпускной коллектор у дизелей без наддува изготовляют с двойными стенками, между которыми прокачивается охлаждающая вода. Для измерения температуры выпускных газов на патрубках коллектора устанавливают термометры, а для удаления воды и воздуха из подостей охлаждающих коллектор снабжают специальными кранами. Чтобы уменьшить падение температуры газов на участке газопровода до турбокомпрессора, выпускные коллекторы дизелей с наддувом делают неохлаждаемыми. Газы при движении в коллекторе создают сильный шум, для уменьшения которого дизели оборудуют глушителями. Достоинство глушение шума у дизелей с наддувом обеспечивают газовые турбины, а при последовательном включении в газопровод турбины и котла-

1. Из каких основных деталей состоит система газораспределения с нижним расположением распределительного вала? 2. Почему частота вращения распределительного вала четырехтактного дизеля выше, меньше, чем коленачатого вала? 3. Как перелается движение от кулачков распределительного вала

углилизатора надобность в глушителе отпадает. Работа глушителей основана на расширении газов, потере их энергии при переходе в подость повышенного объема и отделеги частиц сажи с изменением направления движения потока газов. По принципу действия *глушители шума* бывают *активные* и *реактивные*. В активных глушителях звуковая энергия превращается в тепловую при прохождении газов через специальные сопотвигления (сетки, перфорированные листы, звукопоглощающие материалы). В реактивных глушителях происходит уменьшение амплитуды колебаний вследствие расширения потока газов. На судах речного флота, особенно на танкерах, устанавливают глушители, с помощью которых не только уменьшается шум выпуска, но и предотвращается вылет искр из дымовой трубы. В выходной патрубке таких глушителей газы проходят через слой воды, фонтанирующей из отверстий кольцевого трубопровода.

к клапану? 4. Для чего необходим тепловой зазор в клапанном приводе? 5. Для какой цели на газопроводе дизеля устанавливают глушители? 6. В чем заключается сущность наддува дизелей? 7. Что понимают под степенью наддува? 8. Каков принцип действия турбокомпрессора?

## 7. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

**Схемы топливной системы.** Топливная система предназначена для приема, хранения, перекачки, подогрева, очистки и подачи в нужные моменты определенных доз распыленного топлива в цилиндры дизеля. В настоящее время основным видом топлива для СЭУ является дизельное. Однако в

последнее десятилетие Минречфлотом принят ряд мер для увеличения объема использования тяжелых топлив, главным образом моторного. Моторные топлива имеют повышенную вязкость, в них много смолистых веществ, воды и прочих примесей. В связи с этим дизели, работающие на моторном топливе,

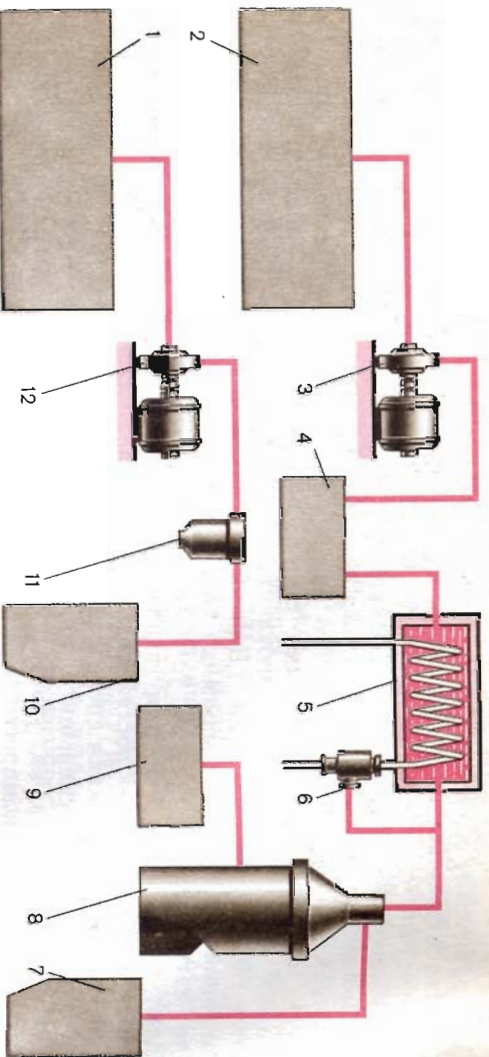


Рис. 31. Схема подачи топлива к расходным цистернам

оборудуют специальной системой топливоподготовки. Топливные системы дизелей можно условно разделить на два участка: первый — от основной цистерны до расходной и второй — от расходной до дизеля.

Топливо на речных судах хранят в специальных цистернах основного запаса. Вместимость их рассчитана на 10—20 сут работы судна. Цистерны основного запаса дизельного 1 (рис. 31) и моторного 2 топлива размещают в корпусе судна и оборудуют указателями уровня, вентиляционными устройствами и пламепрекращающими устройствами. Из цистерны 1 топливо перекачивается дежурным топливным насосом 12 в расходную цистерну 10 дизельного топлива, предварительно пройдя фильтр 11. Моторное топливо из цистерны 2 подается насосом 3 в отстойную цистерну 4, откуда через сепаратор 8 нагнетается в расходную цистерну 7. В отстойной цистерне 4 топливо предварительно очищается от воды и механических примесей. Объем отстойной цистерны выбирают исходя

из времени отстоя топлива в течение не менее 8 ч. Более глубокая очистка топлива от воды и других примесей производится в сепараторе. Воду и механические примеси из сепаратора 8 удаляют в шламовую цистерну 9, а из отстойной цистерны 4 и фильтра 11 — в специальный бак. Перед поступлением в сепаратор топливо подогревают паром, водой или электроподогревом в подогревателе 5. Заданную температуру подогрева топлива в системе поддерживают с помощью терморегулятора 6. Для обеспечения необходимой вязкости моторного топлива обычно во всех цистернах системы предусматривают его обшин или местный (в районе приемных патрубков) подогрев.

Расходные цистерны обычно монтируют в верхней части машинного помещения и снабжают указателем уровня топлива, а также вентиляционными трубами и краном в нижней части для удаления отстоя. Общую вместимость расходных цистерн (их может быть и несколько) выбирают с таким расче-

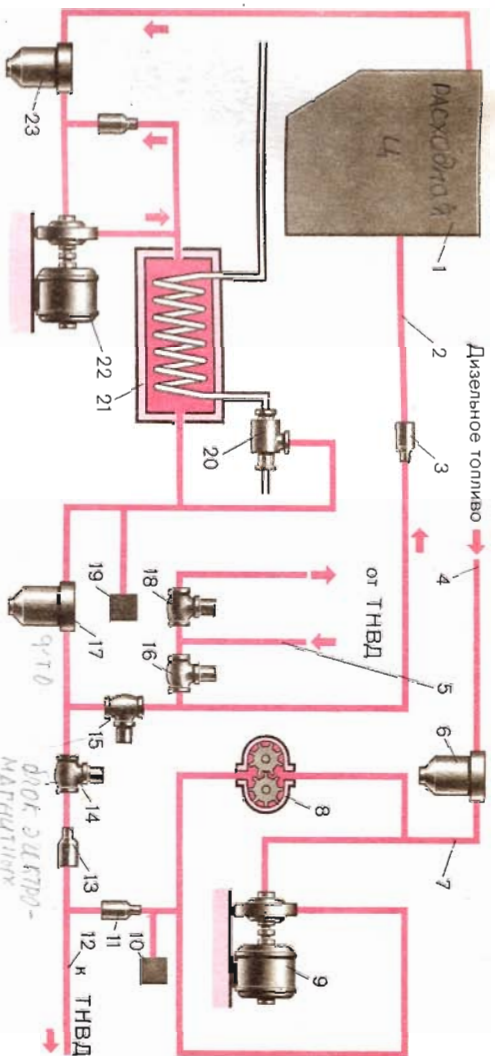


Рис. 32. Двухтопливная система питания дизеля

том, чтобы запасов топлива в них хватило на 6—8 ч работы дизелей.

На судах, экипажи которых профессионалы или без постоянной вахты в машинном помещении, подача топлива в расходные цистерны автоматизирована. В схему дизельного и моторного топлив включают обычно по два дежурных топливных насоса: ручной и электроприводной. Последний в автоматизированных топливных системах вступает в действие при опускании уровня топлива в расходной цистерне до нижнего предела. По мере заполнения расходной цистерны поллавок всплывает и в определеннный момент размыкает контакты в цепи управления, при этом останавливается электроприводной насос и подача топлива в цистерну прекращается. В случае необходимости при соответствующем переключении трехходовых кранов топливо в расходную цистерну можно перекачивать и ручным насосом.

Второй участок топливной системы предназначен для контрольной филь-

трации топлива, подачи к дизелю соответствующего количества дизельного и моторного топлива необходимой вязкости. Моторное топливо подводит к двигателю или отдельно от дизельного или вместе с ним. В первом случае при пуске, маневрах и остановке на продолжительное время (более 1,5 ч) двигатель работает на дизельном топливе, при работе под нагрузкой (с заданной заводом-изготовителем мощностью) — на моторном. Во втором случае в двигатель подается смесь моторного и дизельного топлива, приготовленная в специальных смесителях, причем состав смеси изменяют в зависимости от нагрузки дизеля.

Принципиальная схема раздельной подачи моторного и дизельного топлива к двигателю показана на рис. 32. Из расходной цистерны 1 моторное топливо, предварительно очищенное в фильтре 23, может подаваться электроприводным насосом 22 через подогреватель 21 и фильтр тонкой очистки 17 к блоку электромагнитных клапанов 14, 15.

В обесточенном состоянии все электромагнитные клапаны закрыты.

При нажатии кнопки «Моторное топливо» на панели дистанционного (ДПУ) или местного поста управления (МПУ) замыкаются контакты в электрических цепях подогревателя 21 и клапанов 14, 16. Последние открываются и электроприводной подкачивающий насос 22 подает моторное топливо в магистраль 12 к топливному насосу высокого давления (ТНВД), нагнетающему топливо через форсунки в цилиндры дизеля. Поэтому избыточное топливо от ТНВД по трубопроводу 5 через электромагнитный клапан 16, обратный клапан 3 и трубопровод 2 снова возвращается в расходную цистерну. На входе в дизель регулятором 20 поддерживается температура тяжелого топлива. Она должна быть как минимум на 10 °С ниже температуры вспышки. Управление электроприводным насосом 22 в автоматическом режиме обеспечивается с помощью термореле 19. При включенном контуре подготовки моторного топлива пускать дизель на этом топливе можно только после стоянки продолжительностью не более 1,5 ч.

С нажатием на кнопку «Дизельное топливо» или «Пуск» на панели ДПУ (МПУ) топливо к двигателю поступает по трубопроводам 4, 7. В магистраль дизельного топлива включены фильтр 6, топливоподкачивающий насос 8 с приводом от дизеля, расходная цистерна (на схеме не показана) и резервный электроприводной насос 9, подкачивающий в магистраль параллельно с насосом 8. Автоматическое управление насосом 9 осуществляется реле 10, которое включает его в действие при падении давления дизельного топлива перед ТНВД ниже 0,05 МПа. С включением насоса в работу на посту управления загорается табло «Пуск дизель».

Висимо от режимов работы дизеля в магистрали 12 перед ТНВД перепускные клапаны поддерживают давление не менее 0,1 МПа.

Рассмотрим принцип действия системы. При нажатии кнопки «Пуск» ДПУ (МПУ) открываются электромагнитные клапаны 15, 18. Подкачивающий насос 8 из расходной цистерны забирает дизельное топливо и через открытый обратный клапан 11 (клапан 13 закрыт) подает его к ТНВД дизеля. Избыточное дизельное топливо через клапан 18 сливается в расходную цистерну. На посту управления загорается табло «Дизельное топливо». Одновременно вступает в работу и электроприводной насос 22, прокачивая моторное топливо по контуру: расходная цистерна 1 — подогреватель 21 — электромагнитный клапан 15 — расходная цистерна 1. Как только температура моторного топлива на выходе из подогревателя 21 достигает установленного значения, реле 19 обеспечивает электромагнитные клапаны 15, 18 и замыкает контакты клапанов 14, 16. Последние открываются и в дизель подается моторное топливо. После прекращения подачи дизельного топлива на посту управления загорается табло «Моторное топливо». При минимальной и максимальной температуре моторного топлива реле 19 включает на посту управления соответствующие сигнальные лампы. В случае недопустимого падения вязкости (повышения температуры) топлива реле 19 обесточивает электромагнитные клапаны 14, 16 и двигатель переводится на дизельное топливо. Электроприводной подкачивающий насос 22 в этом случае прокачивает моторное топливо по контуру системы через отключенный подогреватель, предотвращая его перевертывание. С понижением температуры топлива до 60 °С электроприводной насос останавливается.

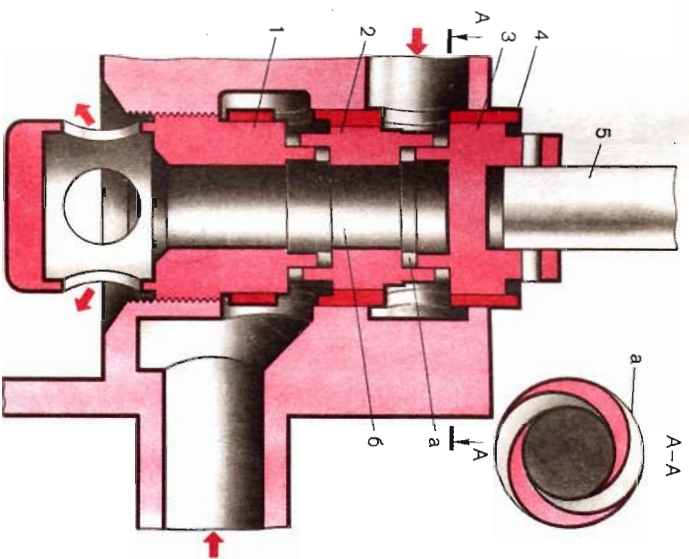
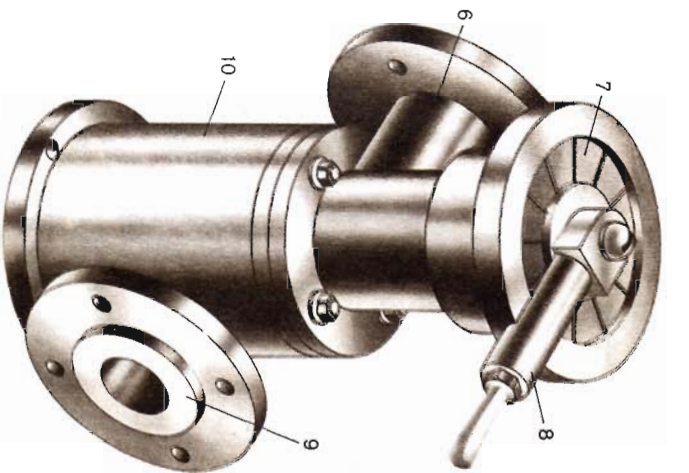


Рис. 33. Ультразвуковой смеситель УЗГС 5000



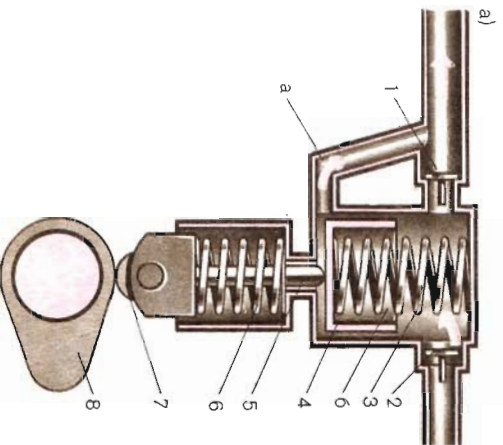
Системы смешения оборудуют специальными смесителями, который в зависимости от условий работы дизеля подготавливает в определенном соотношении смесь дизельного и моторного топлива. Технологическая схема системы смешения предусматривает местный подогрев топлива в основной цистерне до 30—35 °С, очистку исходных топлив в топливных фильтрах до смесителя, смешение тяжелого и дизельного топлива в смесителе и подачу топливной смеси в расходную цистерну. Для подачи топлива к смесителю в схему включают два шестеренных насоса примерно равной подачи с перепускными клапанами, отрегулированными на одинаковые давления. Из расходной цистерны топливную смесь забирает штатный топливоподкачивающий насос и

после очистки в фильтрах ТНВД подает ее в цилиндры дизеля. Практика использования топливных смесей показывает, что дизели эффективно работают на смеси с содержанием 20—30% моторного топлива. При повышенном долевом содержании моторного топлива в смеси, подаваемой в главные дизели 6ЧРН 36/45 и 6ЧРН 32/48, предусмотрен ее подогрев перед ТНВД до 40—45 °С в специальном подогревателе. Теплоносителем в подогревателях обычно является вода из контура охлаждения дизелей.

Для приготовления топливных смесей на речных судах используют в основном ультразвуковые гидродинамические смесители УЗГС 5000, обеспечивающие смешение в среднем 5 м<sup>3</sup>/ч (5000 л/ч) топлива. Смеситель (рис. 33)

состоит из стального корпуса и крышки с промежуточным фланцем между ними. Корпус имеет два входных *б*, *9* и один выходной *10* патрубки. В него вмонтированы три резонатора ультразвука: резонаторы первой и второй ступени *2*, *3*, *1* и промежуточный резонатор *2*, скрепленные с втулкой *4* и через шпindel *5* с рукояткой *8*. В нижней части резонатора первой, верхней части резонатора второй ступени, *а* в промежуточном резонаторе вверху и внизу расположены каналы *а*: в первых двух в виде правой торпедной двухзаходной резьбы по спирали Архимеда, *а* в про-межуточном резонаторе — с левой резьбой обратного направления. Дизельное топливо поступает в смесительную камеру *б* по патрубку *б* через каналы в резонаторах *3*, *2*, *а* моторное топливо — по патрубку *9* и каналам резонаторов *2*, *1*.

Принцип действия смесителя основан на интенсивном перемешивании в резонаторах движущихся под давлением потоков моторного и дизельного топлива. Энергия перепада давления в



смесительной камере *б* преобразуется в энергию ультразвуковых колебаний, вызывающих кавитацию жидкости в районе торможения потоков, которая способствует качественной обработке смеси, дроблению смолы и асфальтовых образований и хорошошему перемешиванию жидкостей. Регулирование подачи дизельного и моторного топлива осуществляется изменением площади проходных сечений входных спиральных каналов в резонаторах, которые перемещаются вдоль оси корпуса при вращении рукоятки *8* смесителя. Содержание тяжелого топлива в смеси, руководствуясь делениями на верхней шкале *7*, можно регулировать от 0 до 100%.

#### Топливоподкачивающие насосы.

В топливных системах судовых дизелей используют поршневые, шестеренные или роторно-пластинчатые подкачивающие насосы, подающие топливо из расходной цистерны (или из цистерн основного запаса на небольших судах) к ТНВД с давлением 0,15—0,35 МПа. Схема поршневого топливоподкачи-

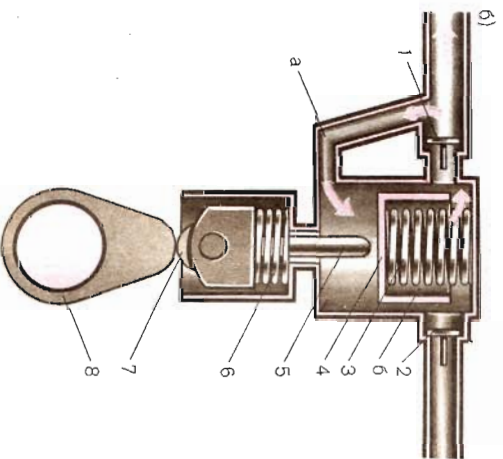


Рис. 34. Поршневой топливоподкачивающий насос



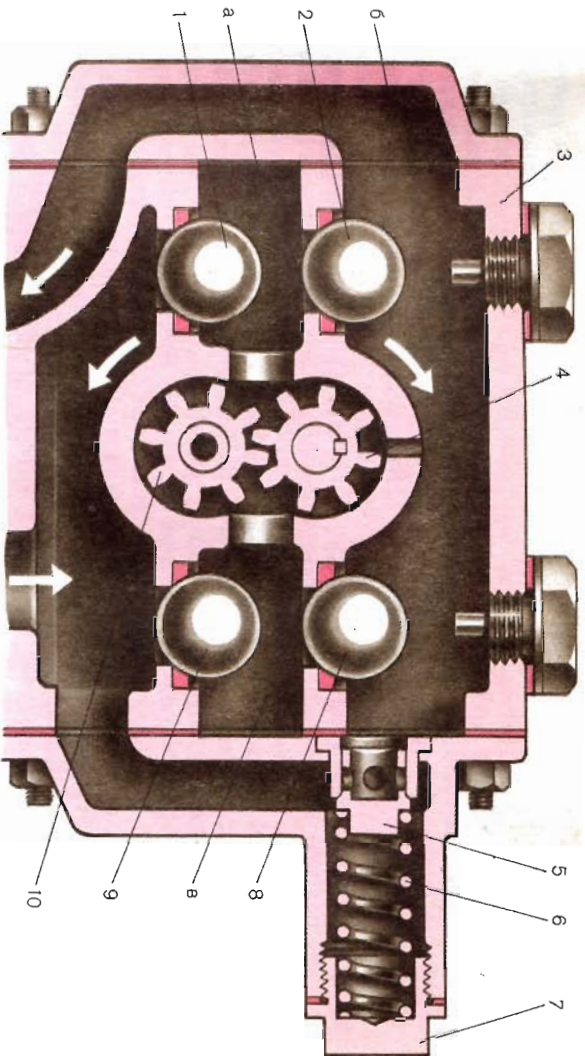


Рис. 35. Шестеренный топливоподкачивающий насос

вращающего насоса с приводом от распределительного вала показана на рис. 34. На поршень 4 насоса (рис. 34, а) воздействуют пружина 3 и толкатель 5. Ролик 7 толкает под действием пружины 6 удерживается в постоянном соотношении с кулачной шайбой 8, закрепленной на распределительном валу. При обегании ролика 7 с выступа шайбы поршень 4 под действием пружины 3 смещается вниз. Топливо при открытом всасывающем клапане 2 поступает в полость б. В полости а при этом давление повышается и определенная доза топлива из-под поршня вытесняется в нагнетательный трубопровод к ТНВД. По мере расхода топлива поршень 4 под действием пружины 3, смещаясь вниз, подает к ТНВД столько топлива, сколько его расходует дизель, т. е. насос является саморегулирующимся, он сам регулирует подачу топлива к ТНВД и без переупускного клапана обеспечивает по-

стоянное давление. В обратном направлении поршень 4 передвигает толкатель 5, когда выступ кулачной шайбы набегает на ролик 7. Давление в полости б (рис. 34, б) в этом случае возрастает, всасывающий клапан 2 закрывается и открывается нагнетательный клапан 1.

Рабочий объем полости а насоса несколько больше объема топлива, расходуемого дизелем за цикл, поэтому поршень 4 при движении вверх на некоторое время, отрываясь от толкателя, «зависает» в цилиндре (см. рис. 34, б) и основная масса топлива из полости б перетекает в полость а. Таким образом, ход поршня вверх является подготовительным. При этом поршень возвращается в исходное положение начала нагнетательного хода. Наиболее широко применение в качестве топливо- и маслоподкачивающих получили шестеренные насосы. В корпусе 3 (рис. 35) шестеренного подка-

чивающего насоса установлены ведомая 10 и ведущая 4 шестерни, причем первая свободно вращается на спицальной оси, а вторая закреплена на конце приводного вала, который вращается от коленчатого вала через передаточный механизм. Реверсивные дизели оборудуют шестеренными насосами с клапанами различной конструкции, обеспечивающими движение топлива (масла) в постоянном направлении при вращении коленчатого вала в любую сторону. На рис. 35 показан насос, в перегородках корпуса которого установлено четыре шариковых клапана 1, 2, 8, 9. При вращении, как показано на рис. 35 стрелками, зубья шестерен в полости а выходят из зацепления. Поступающее в полость а топливо через всасывающий клапан 1 впадают в полость между зубьями переносится в полость в и вытесняется далее через нагнетательный клапан 8 по каналу б в магистраль топливной системы. С изменением направления вращения шестерен топливо засасывается из полости в через всасывающий клапан 9, а выталкивается в канал б через нагне-

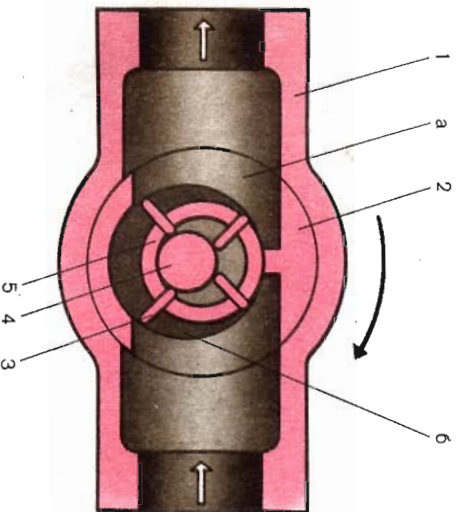


Рис. 36. Ротормо-пластинчатый насос

тательный клапан 2. Подача шестеренных насосов, как и поршневых, значительно превышает расход топлива. Однако в отличие от поршневых шестеренные насосы несаморегулирующиеся, поэтому давление в магистраль перед ТНВД поддерживается в установленных пределах перепускным клапаном 5. С повышением давления в магистраль клапан 5 открывается и сообщает канал б с полостью всасывания насоса. Значение давления в системе перед ТНВД зависит от положения гайки 7 и упругости пружины 6. Как следует из рассмотренного, реверсивные насосы работают по такому же принципу и отличаются от реверсивных отсуществованием всасывающих и нагнетательных клапанов.

Топливные системы высокооборотных дизелей 6ЧСП 15/18 сконструированы с ротормо-пластинчатым подкачивающим насосом (рис. 36). В корпус 1 насоса вмонтирован пустотельный цилиндр 2. Его внутренняя поверхность окнами б и а сообщается соответственно с полостями всасывания и нагнетания насоса. В цилиндре 2 установлен ротор 5 с «плавающим» пальцем 4 и лопастями (пластинками) 3. Наружные концы лопастей опираются на поверхность цилиндра 2, а внутренняя — на поверхность пальца 4.

При вращении ротора по часовой стрелке лопасти 3 перемещают топливо справа налево из полости всасывания в полость нагнетания насоса. Давление в магистраль поддерживается постоянным с помощью перепускного клапана. С повышением давления в полость нагнетания перепускной клапан открывается и излишек топлива сбрасывается в полость всасывания.

**Фильтры, сепараторы и гомогенизаторы топлива.** Из-за наличия в топливе различных механических примесей ускоряется изнашивание деталей топлив-

ной аппаратуры и снижается надежность ее работы. От механических примесей топливо очищается в специальных фильтрах, а обводненное или загрязненное — в сепараторах. Предварительно топливо обрабатывают в фильтрах грубой очистки, в которых задерживаются механические примеси размерами более 50 мкм. Последующую очистку топлива от более мелких загрязнений производят в фильтрах тонкой очистки. Первые обычно включают в топливную систему до подкачивающего насоса, а вторые — перед ТНВД. С течением времени фильтры загрязняются, увеличивается их внутреннее сопротивление и ухудшается качество фильтрации топлива. Степень загрязнения фильтра определяют по разности давлений в магистралах до фильтра и после него. Когда перепад давлений достигает установленных пределов эксплуатации значений, фильтр очищают. Топливные системы дизелей оборудуют, как правило, сдвоенными фильтрами. Каждый из них может функционировать самостоятельно, благодаря чему возможно поочередно очищать фильтр при работе дизеля.

Грубую очистку топлива осуществляют в основном с помощью сетчатых фильтров. В корпусе фильтра крепят цилиндрический перфорированный (с отверстиями) стакан, обтянутый двумя-тремя слоями латунной сетки. Иногда для более тонкой очистки между латунными сетками размещают слой фланели. Топливо, поступающее в корпус фильтра, проходит через латунную сетку перфорированного стакана и освобождается от механических примесей. Воду и механические примеси, скапливавшиеся в корпусе, периодически удаляют из фильтра через специальные краны. Для очистки фильтрующего элемента перфорированного стакана с сеткой)

загрязненную секцию отключают от топливной магистрали работающего дизеля, разбирают фильтр, вынимают стакан с сеткой и промывают его керосином или дизельным топливом.

Для увеличения фильтрующей способности, а следовательно, и более тщательной очистки топлива, фильтрующую вставку 7 (рис. 37) часто выполняют сборной из отдельных элементов. Фильтрующие элементы монтируют на центральной перфорированной трубе 10 и крепят в корпусе 8 фильтра на стержне 9. Последний при ввертывании в основание 13 с помощью гайки 5 соединяет в единую конструкцию корпус 8, крышку 3 и фильтрующую вставку 7. Элементы фильтрующей вставки закрепляют на стержне сверху гайкой 6. Нижней опорой их служит шайба 11, нагруженная пружиной 12. В верхней и нижней частях стержня 9 имеются центральные каналы  $e$  и  $d$ , сообщающиеся с полостью 8. Через верхний канал из фильтра при ввертывании пробки 4 удаляют воздух, а через нижний канал полость 8 сообщается с каналом  $e$  основания 13. В основании фильтра расположена двойная трехходовая пробка 2 крана, при повороте которой топливо по каналу  $a$  и трубе 1 направляется в корпус 8 соответствующей секции фильтра и после очистки из полости  $b$  по каналу  $d$ ,  $e$ ,  $6$  подается к ТНВД. При установке пробки 2 в соответствующее положение можно осуществлять подключение той или иной секции насоса к топливной магистрали. Топливо при необходимости удаляют из секции фильтра через пробку 14.

В зависимости от требуемой тонкости отсева фильтрующие элементы топливных фильтров могут иметь различную конструкцию. Например, у дизелей 6ЧС1ПН 15/18 (ЗД6) они состоят из нескольких дисков 1, 3 (рис. 38, а),

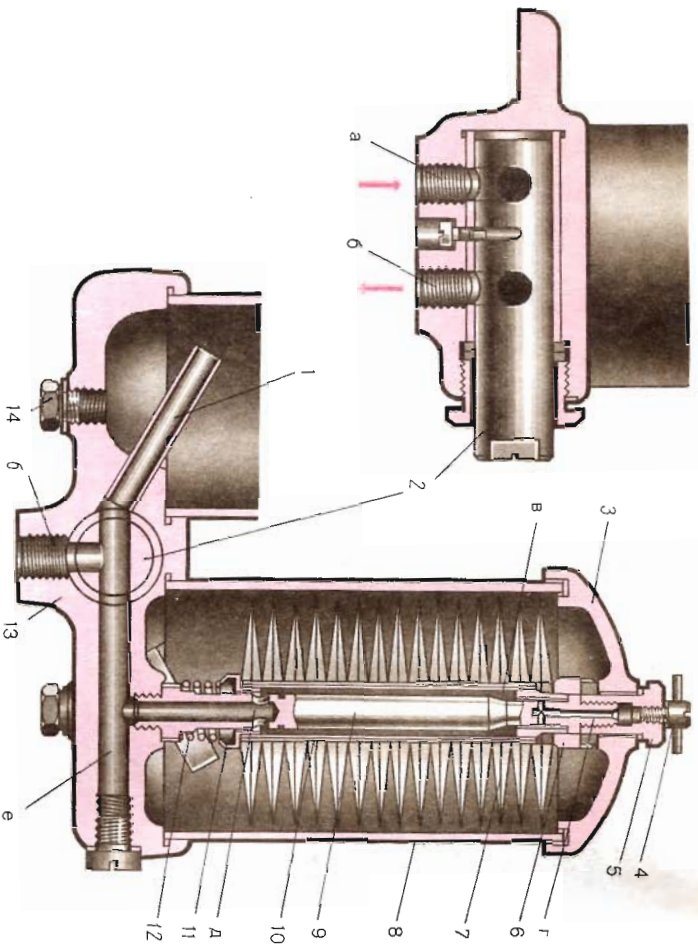


Рис. 37. Сетчатый фильтр грубой очистки

между которыми на перфорированном стержне устанавливаются картонные фильтрующие пластины 2. Топливо под давлением, создаваемым топливоподкачивающим насосом, проходит через окна  $a$  и  $b$  в полости 6 дисков 1, проникает через картонные пластины 2 в полости 6 дисков 3 и через окна 2 этих дисков, шпелковый чехол и перфорированный стержень, обтянутый латунной сеткой, поступает в полость отфильтрованного топлива и далее к ТНВД. У дизелей 6ЧРН 32/48 фильтрующая вставка выполнена из отдельных элементов тарельчатого типа (рис. 38, б), которые имеют каркасный 3 и два сетчатых 4, 2 диска, скрепленных по внешнему диаметру ободком 1. Несколько таких фильтрующих элементов крепят в корпусе фильтра на общем шестигранном

стержне так, что между ними образуются некоторые промежутки. Топливо подходит к фильтрующим элементам снаружи, проходит через сетчатые диски и удаляется из фильтра через пустотелый шестигранный стержень, смонтированный в корпусе фильтра. Фильтрующий элемент пластинчатого шелевого фильтров дизелей 6ЧСП 27,5/36 (рис. 38, в) представляет набор металлических кольцевых решеток 1 и 3. Решетки крепят в секции фильтра на общем стержне 4 так, что между ними образуется зазор, равный толщине кольцевой решетки 1. Топливо, проходя через этот зазор и вырезы в решетках, освобождается от механических примесей. Между решетками 1 и 3 помещают скребки 2, которые при повороте фильтрующего эле-

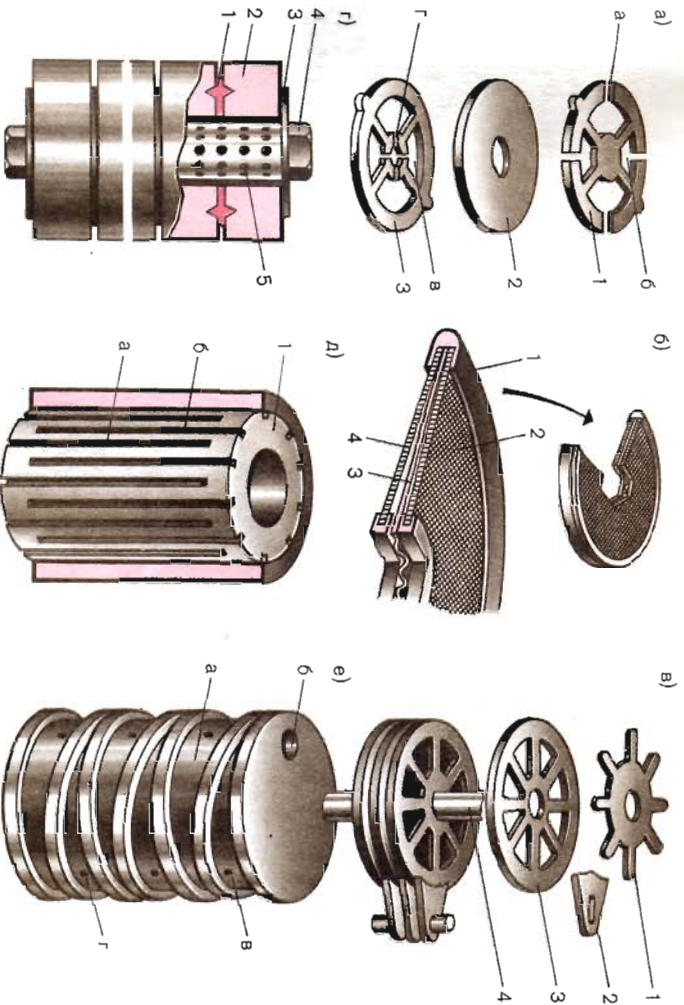


Рис. 38. Фильтрующие элементы

мента очищают фильтр без выключения его из работы.

В последнее время широко распространение на судах получили фильтры ТПВФ, фильтрующие элементы которых представляют собой набор дисков 2 (рис. 38, 2) из технического пенополивинилформала с прокладками 1 из капрона, установленными между шайбами 3 и гайками 4 на перфорированном стержне 5. Активно поглощая воду, пенополивинилформаль обеспечивает одновременно тонкость отсева частиц механически примесей до 10—8 мкм. По мере насыщения фильтрующих элементов водой увеличивается перепад давления на них с 0,01 МПа в сухом до 0,03—0,04 МПа во влажном состоянии. Для восстановления способности фильтрующих элементов удерживать

механические примеси их разбирают, промывают в теплом мыльном растворе, проподаскивают в чистой теплой воде, отжимают и просушивают.

Случайные загрязнения в топливной магистральной после ТНВД улавливают с помощью фильтров высокого давления, фильтрующие элементы которых в виде стержней с продольными или кольцевыми щелями располагают, как правило, в подводящих штудерах форсунок. Стержни фильтров высокого давления входят плотно в расточку корпуса. Зазор между ними и корпусом составляет 0,02—0,05 мм. У фильтров с продольными щелями на поверхности стержня 1 (рис. 38, б) расположены канавки б и а, причем первые из них сообщены только с входной полостью фильтра, вторые — с выходной.

Стержни с кольцевыми шеглами (рис. 38, е) на цилиндрической поверхности имеют эксцентрично расположенные канавки а и в, причем канавка а сообразна с входным каналом б, а канавка в — с выходным каналом г. Топливо из входного канала б поступает в канавки а, затем через шеглы между корпусом и стержнем проходит в канавки в, а из них в выходной канал г. Частицы топлива, размеры которых превышают зазор между корпусом и стержнем, задерживаются в фильтре.

Наибольшую тонкость отсева при этом можно получить при использовании фильтрующих элементов из бумаги и специальных фильтротканей, задерживающих частицы размерами от 15 до 2 мкм. Фильтрующий элемент бумажного фильтра (рис. 39) представляет собой сложенный по длине и сплюснальной бумаге цилиндр б, заключенный в картонный перфорированный стакан 7 с днищами 2 и 9. Элемент монтируют на стержне 1, который соединен с корпусом 8 и крышкой 5 фильтра гайкой 4. Стакан фильтрую-

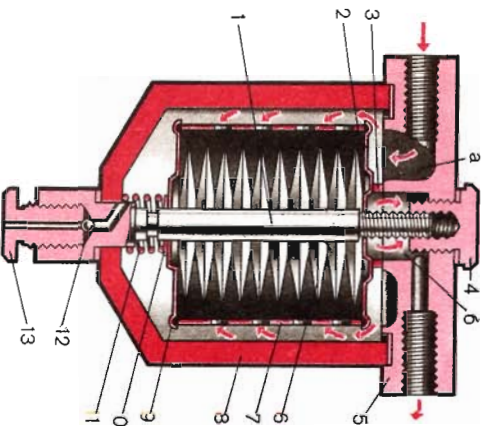
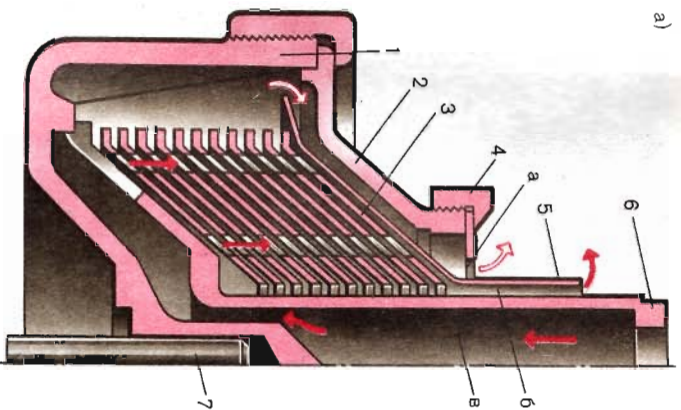


Рис. 39. Бумажный фильтр тонкой очистки

щего элемента уплотнен в корпусе 8 войлочными прокладками 3, 10, поджимаемыми пружиной 11. Топливо к фильтру подводится через канал а в крышке 5. Из фильтра топливо отдается к ТНВД по каналу б. Бумажные фильтрующие элементы при загрязнении обычно не промывают, а через 900—1000 ч работы заменяют новыми. Чтобы удалить топливо из корпуса фильтра (при его отключении) или спустить воду и механические примеси, необходимо освободить шариковый клапан 12, отвернув немного пробку 13.

Фильтры не обеспечивают хорошей очистки сильно обводненного и загрязненного топлива. Очистку таких топлив производят в сепараторах, отделяющих наиболее тяжелые примеси от топлива под действием центробежных сил. Вязкое топливо перед поступлением в сепаратор предварительно подогревают.

На рис. 40, а схематично показана левая половина рабочей части сепаратора (без корпуса и крышки). Барабан 1 сепаратора с тарелкодержателем 6 закреплен на вертикальном валу 7 и закрыт сверху крышкой 2, имеющей регулирующее кольцо 4. На тарелкодержателе смонтирован комплект раздельных тарелок 3 с отверстиями. Топливо при работе специального насоса, обычно смонтированного в одном агрегате с сепаратором, подается по каналу в. Механические примеси в топливе, имеющие наибольшую плотность, при вращении барабана под действием центробежных сил оседают на его вертикальной стенке, а вода, обтягивая конус горловины 5, вытесняется из сепаратора через кольцевой зазор а. Очищенное от воды и механических примесей топливо, как наиболее легкое, направляется конусом горловины к центру и через кольцевой зазор б насосом откачивается в расходную цистерну. Загрязнения удаляют из сепара-



6)

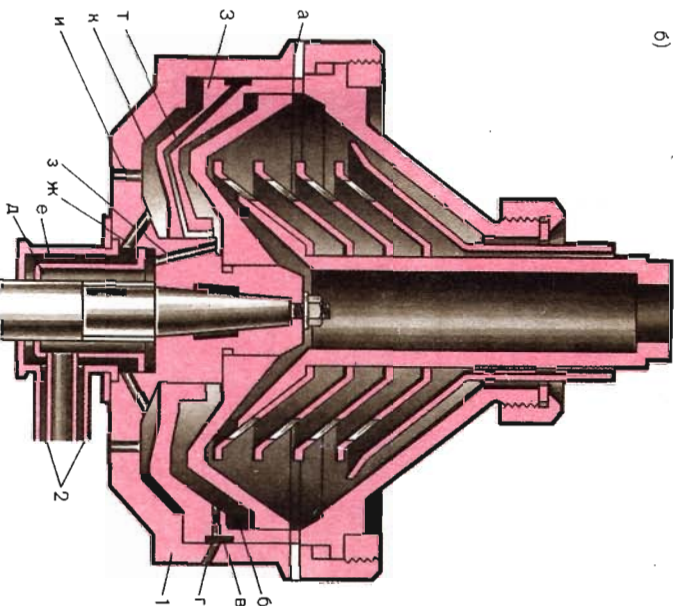


Рис. 40. Сепараторы топлива

тора после его остановки и вскрытия. Центробежные сепараторы могут работать в режимах: пурификации (с удалением воды и механических примесей) и кларификации (с удалением из топлива только механических примесей). Непрерывная очистка топлива производится в самоочищающемся сепараторе. Барабан одного из таких сепараторов СЭС 3 показан на рис. 40, б. Цилиндрическая часть барабана 1 имеет разгрузочные отверстия а для отвода шлама. В нижней части барабана размещен затвор, выполненный в виде поршня 3. В полости под поршнем и над ним подводится вода. Затвор по этому может располагаться в верхнем (как показано на левой половине рис. 40, б) или в нижнем положении (как указано на правой полови-

не рис. 40, б). При пуске сепаратора затвор занимает нижнее положение и разгрузочные отверстия а открыты. Как только барабан начнет вращаться с заданной частотой, открывают соответствующий кран и вода по трубам 2 подается в камеру д, е, откуда по отверстиям ж, з она поступает в полость к под затвором и полость б над затвором. Из полости к вода стекает в шламовую цистерну через отверстия и, а из полости б — по каналам т в теле поршня, кольцевому пазу в и через отверстия г в стенке барабана. Вода из полости б полностью удаляется в шламовую цистерну. В полости к под действием центробежной силы осевший слой воды будет иметь форму кольца с внутренним радиусом, равным расстоянию сливных отверстий

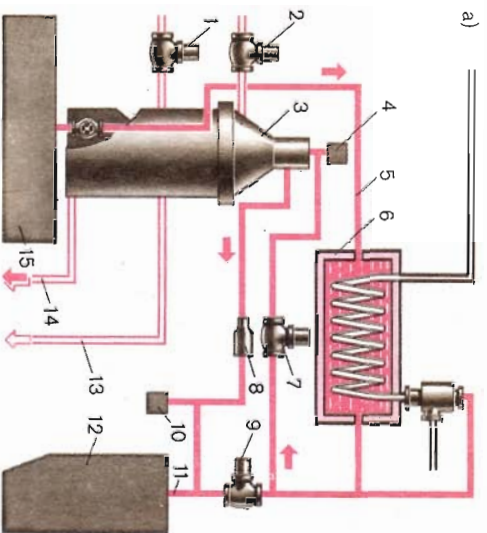
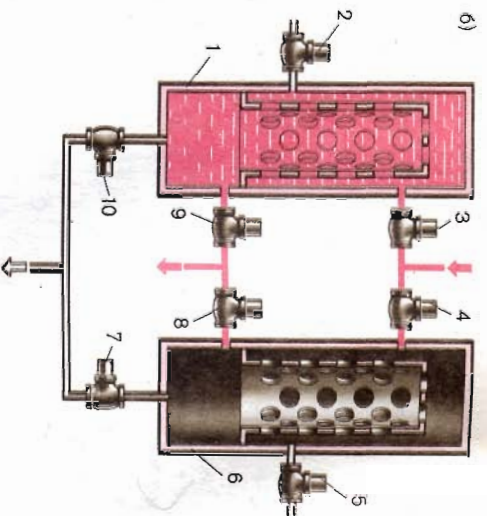


Рис. 41. Схема систем управления сепараторов и фильтров



и от оси вращения барабана. Под воздействием давления воды снизу затвор поднимается и перекрывает разгрузочные отверстия *а* в барабане. После этого подача воды в сепаратор прекращается. В сепаратор поступает топливо и происходит его очистка, как описано выше. Для очистки барабана от шлама прекращают подачу топлива и в камеры *д*, *е* сепаратора вновь подают воду. Из камер *д*, *е* вода по отверстиям *з*, *ж* переходит в полости *б* и *к*. Так как часть воды из полости *к* при этом перетекает через отверстия *и* в шламовую цистерну, а вода в полость *б* поступает через восемь отверстий *з*, давление в ней возрастает быстрее, чем в полости *к*. Под воздействием давления воды в полости *б* затвор смещается вниз и открывает разгрузочные отверстия *а* в барабане. В это же время через специальный кран (на рис. 40, *б* не показан) в сепаратор подают подогретую воду, которая смывает шлам со стенок барабана и через разгрузочные отверстия *а* сбрасывает его в шламовую цистерну.

С окончанием загрузки (промывки) сепаратора подача воды в камеры *д*, *е* прекращают. Оставшаяся в полости *б* вода по каналам *м* в поршне, кольцевой выточке *в* и через отверстие *г* стекает в шламовую цистерну. Давление кольцевого столба жидкости в полости *к* снова возрастает, затвор поднимется, перекроет разгрузочные отверстия *а* и сепаратор будет подготовлен к работе по очистке топлива. Аналогично работают и установленные на некоторых судах сепараторы МАРХ фирмы «Альфавалль» (Швеция) с автоматизированной системой управления. Посты управления такими сепараторами в машинных помещениях оборудованы специальными электромеханическими программно-временными блоками, реле времени, приборами защиты, сигнализации и другой коммутационной аппаратурой. Программно-временной блок обеспечивает замыкание и размыкание соответствующих контактов, управляющих подачей питания на электромагнитные клапаны *1*, *2*, *7*, *9* (рис. 41, *а*). При отсутствии энергии



клапаны перекрывают соответствующие магистральи. С включением агрегата в работу открывается электромагнитный клапан 7 и топливо из основной цистерны 15 по трубопроводу 5 поступает через подогреватель 6 в сепаратор 3. Очищенное топливо из сепаратора по трубопроводу 11 через обратный клапан 8 нагнетается в расходную цистерну 12. Вода, выделенная из топлива, по трубопроводу 13 непрерывно удаляется из сепаратора в цистерну (на рисунке не показана), оборудованную сигнализатором предельного уровня. Подача топлива на рециркуляцию (помимо сепаратора) через подогреватель 6 осуществляется при открытом электромагнитном клапане 9 и закрытых клапанах 1, 2, 7.

Разгрузку сепаратора от шлама производят при закрытых клапанах 7, 9 и подаче питания на электромагнитные клапаны 1, 2. С открытием клапана 1 в сепаратор подается вода на затвор, сообщающий барабан сепаратора с трубопроводом 14. Вода для промывки барабана поступает через клапан 2. Шлам со стенок барабана смывается по трубопроводу 14 в шламовую цистерну, снабженную поплавоквым сигнализатором предельного уровня.

Сепарирование топлива и разгрузку сепаратора от шлама производят по программе, заложенной в систему управления. Включением программного блока управления регулятором блока управляют реле времени, настраиваемые на определенные интервалы между разгрузками. Программный блок сепараторов «Альфа-Лаваль», например, обеспечивает интервалы работы агрегата между очередными разгрузками 0,5—1,3 ч, время переключения электромагнитных клапанов 5—6 с, полный цикл разгрузки от шлама 135 с. Начальное включение сепараторов в работу по рассмотренной схеме управ-

ления и их выключение производится вручную.

Автоматический контроль за работой агрегатов осуществляют с помощью реле 4 и 10, включенных в цепь предупредительной сигнализации поста управления. Первое обеспечивает контроль за отклонением температуры топлива на входе в сепаратор от заданного значения, второе — за давлением очищенного топлива. При понижении давления топлива на выходе из сепаратора реле 10 выдает импульсы на срабатывание предупредительной сигнализации и переключение электромагнитных клапанов 7, 9 на режим рециркуляции.

Эффективность сепарирования зависит в основном от подачи (т/ч) сепаратора, диаметра регулировочного кольца 4 (см. рис. 40, а) и вязкости топлива. Опыт работы показывает, что сепараторы, установленные на речных судах, следует эксплуатировать на режиме приблизительно 0,5 номинальной подачи и для повышения эффективности очистки тяжелого топлива в схему топливоподготовки необходимо включить последовательно или параллельно два сепаратора.

Наряду с сепараторами в системах подготовки топлива используют и самоочищающиеся фильтры. Как показывают испытания таких фильтров фирмы «Болл» (ФРГ) на ледоколах серии «Капитан Чечкин» (проект № 1105), они обеспечивают высокую степень очистки топлива от механических примесей, но несколько хуже, чем сепараторы, отделяют воду. Однако самоочищающиеся фильтры работают практически без потери топлива, в то время как в сепараторах при их разгрузке потери достигают 2—3%. Оборудование самоочищающихся фильтров включает два блока: для дизельного и моторного топлива. Каждый блок

имеет самостоятельный пульт управления и контроля. Как и в сепараторах, блоки комбонуют так, что предварительно нагретое топливо забирается электроприводным насосом из отстойной цистерны и через влагоотделитель и самоочищающуюся фильтрующую установку нагнетается в расходную цистерну. Влагоотделитель состоит из корпуса с дефлекторами (пергородками) внутри. Принцип его действия основан на отделении частиц воды из топлива при изменении скорости и направления потока. Вода по мере накопления удаляется из нижней части корпуса влагоотделителя автоматически по сигналу реле максимального уровня.

Самоочищающуюся установку состоит из двух пар цилиндрических вертикально расположенных фильтров 1, 6 (рис. 41, 6), механизма для автоматического переключения потока с одной пары фильтров на другую и системы очистки фильтрующих элементов. При работе в режиме фильтрации электромагнитные клапаны 3, 9 открыты, а клапаны 2, 5, 7, 10 воздушной магистрали и клапаны 4, 8 на топливной магистрали закрыты. По достижении установленного перепада давления (при засорении левого фильтра) система автоматически переключает поток топлива на параллельные секции фильтров, закрывая клапаны 3, 9. Клапаны 10, 2 открываются и в левый фильтр подается воздух, очищающий его от механических примесей. Аналогично происходит очистка и правого фильтра.

В последние годы на речных судах стали применять гомогенизаторы (диспергаторы) тяжелого топлива. Гомогенизаторы в отличие от сепараторов не удаляют из топлива механические примеси, а разрушают молистые образования, которые могут присутство-

вать в нем в виде пленок, желе- и ма- зеобразных сгущений и придают топливу однородную структуру. Конструктивно гомогенизаторы представляют собой суживающуюся по ходу движения топлива конусообразную трубку и заостренную пластину. Расстояние между плоскостью трубки и острием пластины устанавливают 1—2 мм. Вытекающая с большой скоростью из конусообразной трубки, топливо рассекается лезвием пластины, вызывая ее вибрацию с частотой ультразвуковых колебаний. Ультразвуковая волна при этом разрушает крупные частицы топлива, разрушая сгущения, пленки и другие асфальтосмолистые вещества. Для повышения эффективности действия гомогенизаторов их включают перед фильтрами тонкой очистки топлива.

**Топливный насос высокого давления.** В зависимости от внешней нагрузки, приложенной к колебчатому валу дизеля, ТНВД в определенные моменты цикла подает в цилиндры необходимое порции (дозы) топлива под давлением, обеспечивающим его распыливание форсунками.

Топливные системы судовых дизелей комбонуют преимущественно с насосами золотникового типа, основными деталями которых являются плунжер (золотник) 1 и втулка 2 (рис. 42, а). Давление, создаваемое ТНВД в момент впрыскивания, достигает 40—80 МПа и более, поэтому рабочая поверхность плунжера и втулки (плунжерной пары) тщательно обрабатывают. Зазор между ними должен быть 0,002—0,003 мм.

ТНВД выполняют в виде одиночных (для каждого цилиндра) или в виде многоплунжерных (блочных) насосов. В первом случае каждую плунжерную пару насоса монтируют в индивидуальном корпусе. У вторых плунжерные пары всех цилиндров заключены в одном корпусе, и терминком-

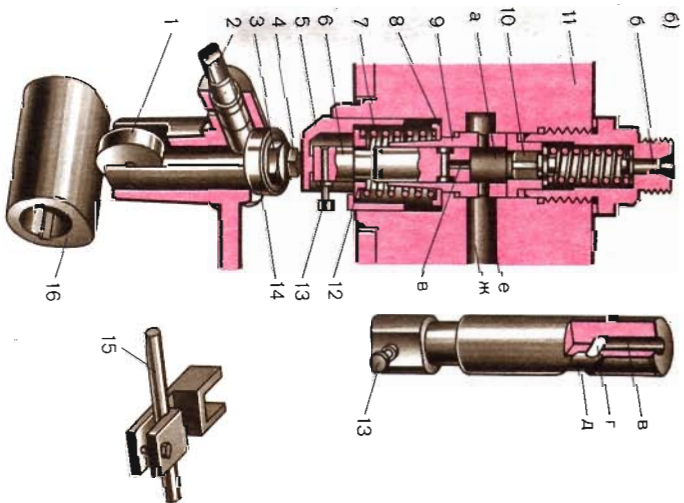
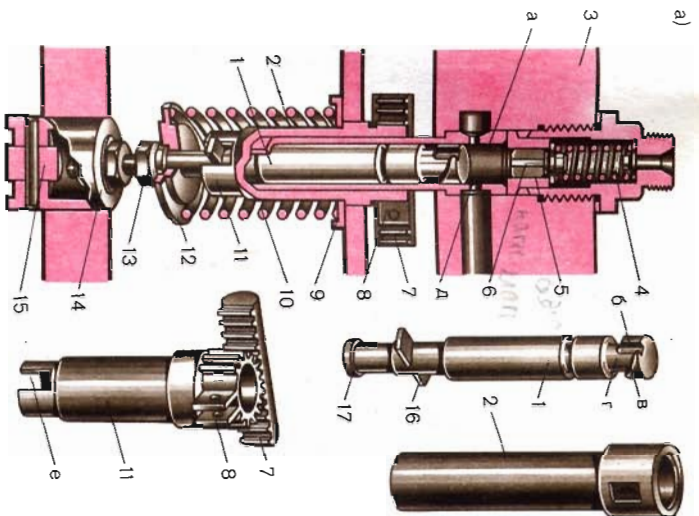


Рис. 42. Топливные насосы высокого давления

«насос» называют весь блок, а составляющие его элементы — секциями. Втулки 2 многоплунжерного насоса, одна из секций которого показана на рис. 42, а, закреплены в корпусе 3. Над втулкой установлен нагнетательный клапан 6, прижимаемый к седлу 5 пружиной 4. Возвратно-поступательное движение плунжера 1 во втулке обеспечивается пружиной 10 и толкатель 14. Верхний конец пружины упирается в тарелку 9, нижний — в тарелку 12, которая опирается на бурт 17 плунжера. Когда плунжер движется под действием пружины 10 вниз, топливо через наполнительное отверстие  $\delta$  поступает в верхнюю полость  $a$  втулки. При движении плунжера 1 вверх, когда выступ кулачной шайбы толкающего насоса (на рисунке не показана)

набегает на ролик 15 и поднимает толкатель 14, топливо из пространства над плунжером перетекает через отверстие  $\delta$  в канал корпуса насоса. С открытием верхней кромкой плунжера отверстия  $\delta$  в полости  $a$  насоса повышается давление топлива. Нагнетательный клапан 6 открывается и порция топлива поступает к форсунке дизеля. Плунжер в верхней части имеет продольную канавку 6, отсечную кромку  $\beta$  и кольцевой вырез  $\gamma$ . Как только отсечная кромка  $\beta$  плунжера сообразается с отверстием  $\delta$ , нагнетательный клапан 6 под действием пружины 4 садят на седло 5 и подача топлива к форсунке прекращается. В этом случае топливо из полости  $a$  через канавку 6, отсечную кромку  $\beta$  плунжера и отверстие  $\delta$  будет перетекать в канал

корпуса насоса. Количество подаваемого в форсунку топлива зависит от пути.Originally плунжером с момента открытия им отверстия  $d$  до момента открытия его отечной кромкой  $v$ . Для изменения подачи насоса плунжер поворачивают в разные стороны. При повороте плунжера по часовой стрелке, если смотреть снизу, порция подаваемого к форсунке топлива уменьшится, а при повороте плунжера в обратную сторону, наоборот, возрастет. Регулируют подачу насоса изменением положения топливной рейки 7, находящейся в зацеплении с зубчатым венцом 8, который закреплен винтом на поворотной втулке 11, в вырез  $e$  которой входят поводки 16 плунжера. При перемещении рейки все плунжеры ТНВД поворачиваются на требуемый угол и в заданном направлении, т. е. изменяется одновременно и одинаково подача топлива во все цилиндры дизеля. Такое регулирование подачи называют общим. Перемещая рейку 7, можно установить плунжера в такое положение, при котором их продольные каналы  $b$  будут находиться против напорных отверстий  $d$ . Топливо в данном случае не будет подаваться к форсункам.

Такое положение плунжеров называют *положением нулевой подачи*. Во время работы дизеля может оказаться, что в отдельные цилиндры ТНВД подает неодинаковое количество топлива. Поэтому наряду с общим регулированием подачи (с помощью рейки) каждая секция насоса имеет устройство и для индивидуального регулирования. У рассматриваемого насоса индивидуальное регулирование подаваемого секцией топлива осуществляется поворотом в ту или другую сторону плунжера 1 вместе с втулкой 11 при неподвижной рейке 7. Для регулирования подачи топлива втулку 11 винтом

разделяют с зубчатым венцом 8 соответствующей секции.

Угол опережения подачи топлива по цилиндрам регулируют болтами 13. Если болт 13 вывернуть из толкателя 14, плунжер поднимется и раньше перекроет напорительное отверстие  $d$ . Топливо, следовательно, будет раньше поступать в цилиндр, т. е. угол опережения подачи топлива увеличится. Для уменьшения угла опережения подачи топлива, наоборот, болт 13 вывертывают в толкатель.

В соответствии с ГОСТ 10578—86 насосы высокого давления изготавливают двух типов: с собственным кулачным валом (рис. 42, а) и без собственного кулачного вала. На рис. 42, б показан насос второго типа с приводом от кулачных шайб, закрепленных на распределительном валу.

В корпусе 11 насоса смонтированы втулки 9 и плунжер 6. В верхней части плунжер 6 имеет осевой  $v$  и радиальный  $z$  каналы, соединенные с вырезами  $d$ . Во избежание одностороннего давления вырезы в виде параллелограмма сделаны с обеих сторон плунжера. В нижнюю часть плунжера запрессован поводок 13. Торловой поверхностью плунжер упирается в стакан 5, имеющий вырез в районе поводка. Стакан 5 пружиной 7, опирающейся на тарелки 8, 12, пружимается к головке регулировочного болта 4, ввернутого в толкатель и застопоренного контргайкой 3. Толкатель снабжен роликом 1, на который воздействует кулачная шайба 16. При движении плунжера вниз под действием пружины 7, когда ролик 1 толкателя сбегает с выступа кулачной шайбы, топливо по каналу ж в корпус насоса и через напорительное отверстие  $e$  поступает в надплунжерное пространство  $a$ . При ходе вверх, как только плунжер своим торцом перекроет напорительное отвер-

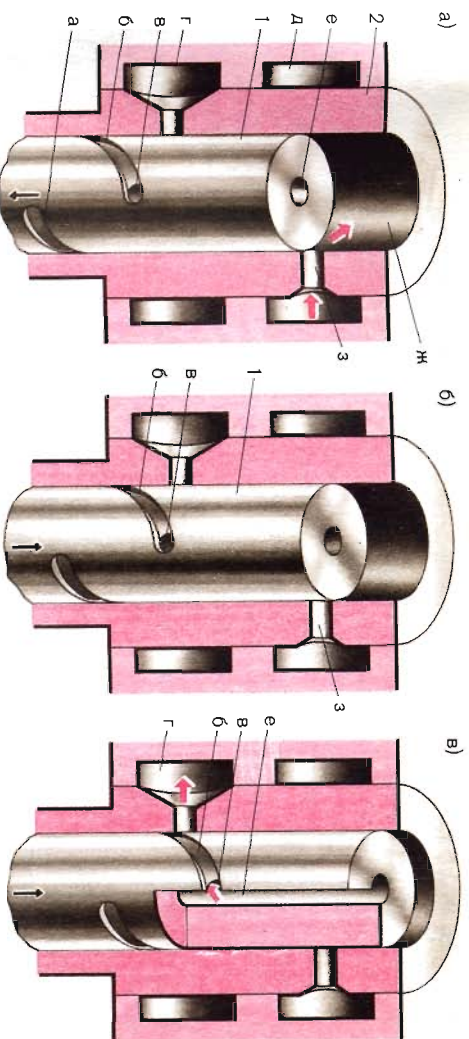


Рис. 43. Золотник с замкнутым вырезом

стие *е*, открывается нагнетательный клапан *10* и топливо по каналу *б* поступает к форсункам дизеля. Конец подачи определяется моментом совпадения верхней кромки выреза *д* с нижней кромкой натолнительного отверстия *е*. Подачу топлива регулируют поворотом плунжера за поводок *13* тягой *15*.

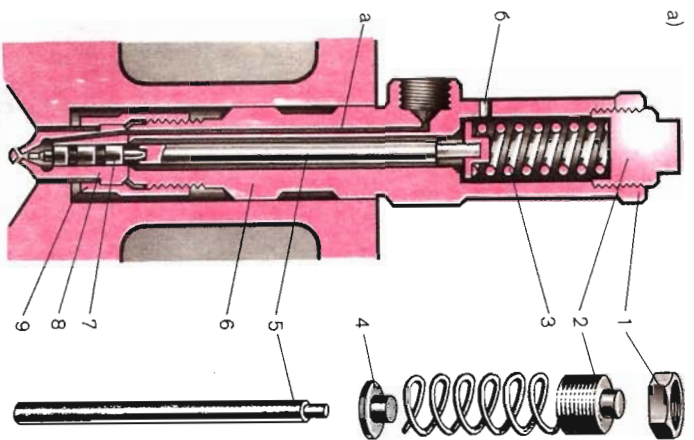
Индивидуальное регулирование цикловой подачи осуществляют болтом *4*. При ввертывании его в толкатель подача топлива увеличивается. Регулирование угла опережения подачи у таких насосов производят поворотом кулачных шайб на валу (см. рис. 26).

На толкателе ТНВД контройкой закреплена тарелка *14* (см. рис. 42, б), под которой смонтирован эксцентричный палец с валиком *2*. Когда валик поворачивают на  $180^\circ$ , эксцентричный палец поднимает вверх толкатель и выводит его из соприкосновения с кулачной шайбой, т. е. отключает ТНВД. С помощью этого устройства, поворачивая валик *2*, можно прокачать насос перед пуском дизеля или вообще выключить насос для ремонта.

Плунжерные пары ТНВД могут быть и другой конструкции. У дизелей 12ЧСН 18/20 и 6ЧСП 18/22, например, плунжер *1* (рис. 43) сделан с осевым *е* и радиальным *в* каналами и двумя винтовыми вырезами *а*, *б*, а втулка *2* — с отверстиями *з*, *3*. При движении плунжера вниз (рис. 43, а) топливо из полости всасывания *д* через наполнительное отверстие *з* поступает в пространство *ж*. В момент набора ролика толкателя ТНВД на выступ кулачной шайбы, когда плунжер перекрывает наплывное отверстие (рис. 43, б), начинается подача топлива к форсунке дизеля. Прекращение (отсечка) подачи топлива происходит в момент открытия верхней кромкой винтового выреза *б* отверстия *з* (рис. 43, в). Изменение цикловой подачи топлива осуществляют поворотом плунжера в разные стороны. Насос не будет подавать топливо к форсунке, если при повороте плунжера его радиальный канал *в* окажется в плоскости отсечного отверстия *з*.

**Форсунки.** Судовые дизели оборудуют, как правило, форсунками с

пружинным запиранием иглы. С корпусом 6 форсунки (рис. 44, а) накидной гайкой 9 соединен распылитель 8, имеющий несколько сопловых отверстий. Над сопловыми отверстиями в распылителе установлена игла 7, в хвостовик которой упирается штанга 5. Последняя через тарелку 4 нагружена пружинной 3. С изменением ее натяжения можно изменить и давление подъема иглы, т. е. давление начала подачи топлива. Натяжение пружины регулируют гайкой 2. Положение гайки 2 в корпусе форсунки фиксируют контргайкой 1. Диаметр нижнего конца иглы меньше диаметра по каналу а, на площадь, ограниченную этими диаметрами, игла, сжимая пружину 3, под-



нимается и пропускает топливо через сопловые отверстия в цилиндр дизеля. Как только давление в нагнетательной магистрали ТНВД упадет (в момент отсечки подачи топлива), игла под действием пружины сместится вниз, перекроет сопловые отверстия и подача топлива в цилиндры прекратится. Прочинившаяся топливо из корпуса форсунки отводится через отверстие 6. Форсунки с несколькими сопловыми отверстиями (с многоструйным распылителем) устанавливаются в основном на дизелях с однокамерным смешевобразованьем.

Судовые дизели с двухкамерным смешевобразованьем оборудуют, как правило, форсунками с одноструйным распылителем 7 (рис. 44, б). Игла 6 такой форсунки, нагруженная через

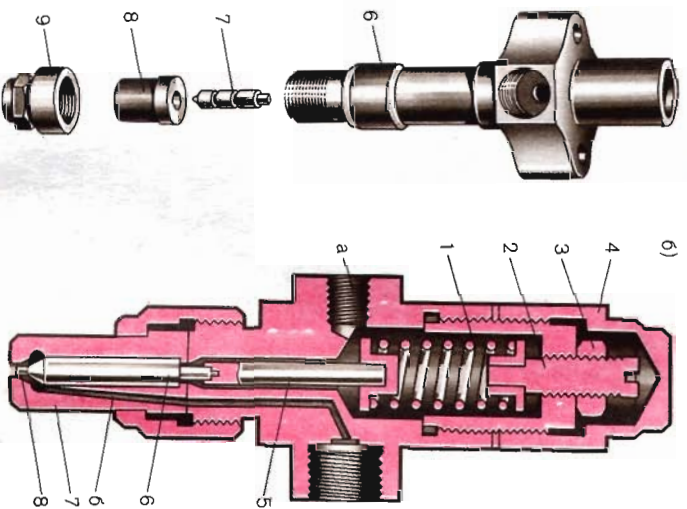


Рис. 44. Форсунки с пружинным запиранием иглы

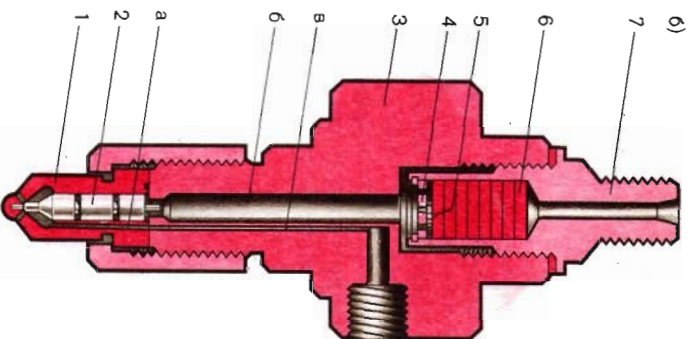
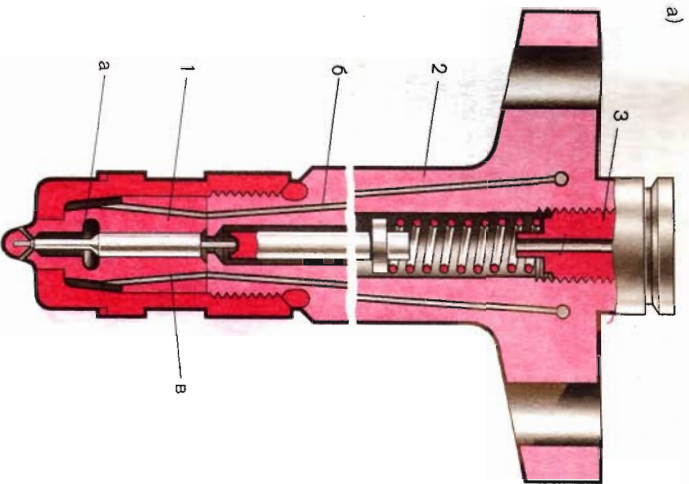


Рис. 45. Форсунки:  
а — охлаждаемая; б — гидрозаморная

штангу 5 пружинной 1, имеет на конце штифт 8 цилиндрической или конической формы. Натяжение пружины регулируют винтом 2, положение которого в корпусе фиксируют контргайкой 3. Последнюю сверху закрывают колпачком 4. Топливо к распылителю поступает по каналу б. Просочившаяся через неплотности в форсунке часть топлива удаляется из корпуса через отверстие а. Форсунки с одноструйным распылителем имеют больший диаметр сошла, поэтому они проще в изготовлении и менее требовательны к качеству очистки топлива, чем форсунки с многоструйным распылителем.

Дизели, работающие на тяжелом топливе, оборудуют охлаждаемыми форсунками (рис. 45, а). Распылитель 1 и корпус 2 у таких форсунок

помимо каналов, по которым поступает топливо под иглу в полость а, имеют еще каналы б и в для подвода и отвода охлаждающего дизельного топлива. Винт 3 для регулирования натяжения пружины имеет осевой канал, через который просачивающаяся топливо удаляется из-под колпачка форсунки. В момент отсечки подачи под действием пружины игла в рассогретных форсунках садится в гнездо с резким ударом, что вызывает усиленное изнашивание иглы и распылителя. Кроме того, при регулировании форсунок с пружинным запиранем иглы невозможно обеспечить в каждой из них одинаковое натяжение пружин. Это приводит к неравномерности распределения нагрузки по цилиндрам дизеля. Частично указанные недостатки устраняются