

Эти устройства, по сравнению с паровыми, требовали меньшего расхода пара, а по сравнению с механическими — имели большую глубину регулирования и нуждались в меньших затратах энергии на подачу топлива.

В первых топках с мазутным отоплением воздух подавался преимущественно к периферии факела, его корень (основание) старались уберечь от излишнего охлаждения большим количеством воздуха. При такой организации процесса горения воздух слабо проникал в толщу факела и с трудом обеспечивал хорошее смесеобразование и сгорание.

На рис. 2.57 показана мазутная топка огнетрубного котла старой постройки. В ней весь воздух к факелу подается через фронт котла, при этом создаются условия, при которых он проходит через паромазутную струю. Жаровая труба со стороны топочного устройства частично футерована огнеупором, который, нагреваясь, играет роль теплового аккумулятора. Он обеспечивает устойчивое горение факела [90].

В современных топочных устройствах воздух подводится преимущественно к корню факела, устойчивость которого повышается применением форсуночного диффузора. При обтекании диффузора потоком воздуха в районе корня факела возникает зона разряжения, обеспечивающая зажигание топлива.

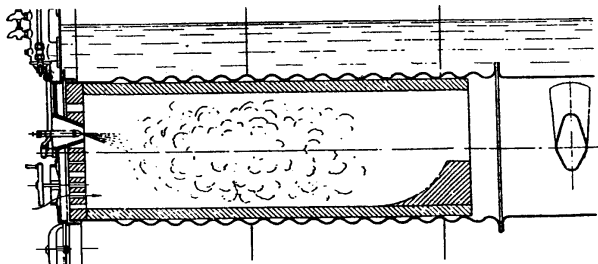


Рис. 2.57. Мазутная топка котла старой постройки

В современных судовых котлах широкое применение находят три типа форсунок: механические, паромеханические и ротационные (с вращающимся распылителем). Современное топочное устройство фирмы «Ольборг» с паромеханической форсункой типа KBSA показано на рис. 2.58б. На рис. 2.58а приведена схема топочного устройства типа KB этой же фирмы, оборудованного ротационной форсункой.

Максимальные производительности топочных устройств типов KBSA и KB, в зависимости от их размеров, лежат в диапазонах, соответственно, 600—4 200 и 150—3 400 кг/ч. Оба типа приспособлены

для работы на разнообразных топливах, в том числе отработавших маслах, водотопливных эмульсиях, газе. Управление ими производится посредством микропроцессоров

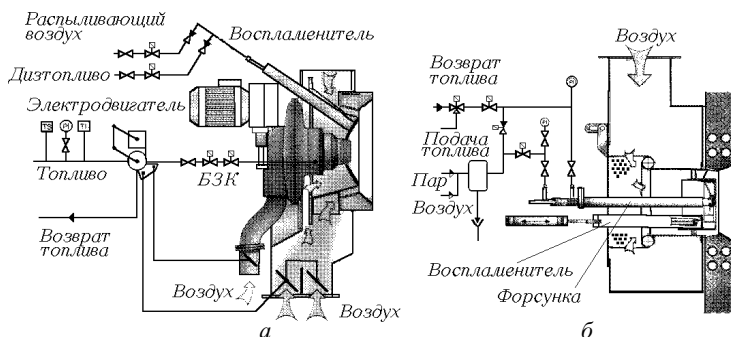


Рис. 2.58. Топочные устройства фирмы «Ольборг»

На рис. 2.59 показано топочное устройство типа «Монарх» фирмы «Вайсхаупт» — одного из ведущих европейских производителей теплоэнергетического оборудования. Подобные горелки, зарекомендовавшие себя как очень удачное конструктивное решение, используются на судах на протяжении более четырех десятилетий.

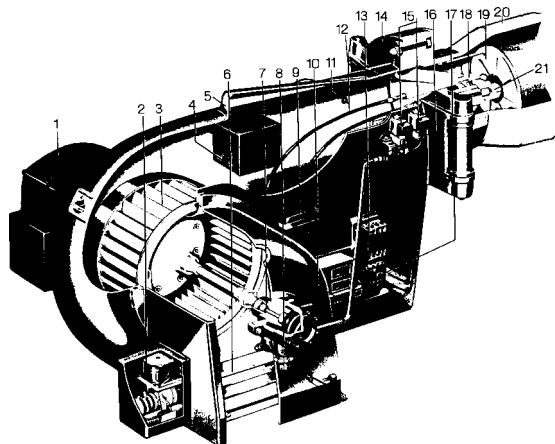


Рис. 2.59. Топочное устройства «Монарх»

Производительность горелок «Монарх» составляет 5—925 кг/ч. Такой широкий диапазон позволяет использовать их в котлах всевозможных мощностей и назначений. В корпусе «Монарха» размеща-

ются приводной электродвигатель 1, вентилятор 3, воздушная заслонка 6, управляемая сервомотором 2, регулятор горения 4, катушка зажигания 9 и провода 12, соединяющие ее с запальными электродами 18, расположенными над механическими распылителями 21. Топливный насос 7 приводится в действие от вала вентилятора. Трубопровод 8 отводит излишки топлива обратно в систему. Его подача к двум или трем механическим распылителям 21 производится через быстрозапорные клапаны 15, 16, управляемые системой автоматического контроля и регулирования, состоящей из электронного модуля 10, распределительного и программного устройств 13 и 17.

Качество горения визуально контролируется при помощи смотрового устройства 5. Датчиком наличия в топке пламени является фотоэлемент 11. Топочное устройство снабжено форсуночным диффузором 19 и металлической фурмой 20. К фронту котла оно крепится при помощи фланца 14, на котором может поворачиваться, обеспечивая удобный доступ в топку и к распылителям. «Монархами» оборудованы комбинированные котлы ярусоловных сейнеров и филейных траулеров норвежской постройки, пришедших на рыбацкий флот в 1990 г.

В середине 1960-х гг. начались морские перевозки сжиженного природного газа. Испарявшийся газ было предложено использовать в качестве топлива для главных судовых котлов. Первым *двухтопливным* (газомазутным) стал котел типа ESDII, разработанный фирмой «Фостер Уиллер». При его создании использовался опыт сжигания газообразного топлива, накопленный в стационарной энергетике [54]. Особенностью газомазутных котлов является возможность раздельной их работы как на обычном жидком топливе или газе, так и одновременная работа на обоих видах топлив при помощи единого топочного устройства. В его конструкции сочетаются паромеханическая форсунка и газовая горелка, рис. 2.60.

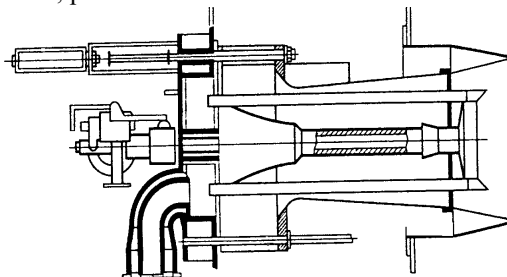


Рис. 2.60. Газомазутная горелка

Перевод судовых котлов на отопление жидким топливом сдерживался распространенным в первой трети XX в. мнением о незначительности мировых запасов нефти. Применение жидкого топлива ограничивалось и тем, что стоимость продуктов перегонки нефти из-за несовершенства технологических процессов в то время заметно превышала стоимость угля. Тем не менее, явные преимущества жидкого топлива привели к постепенному увеличению доли судов, переоборудованных или специально спроектированных под его использование.

Основные требования к сжиганию в котлах жидких топлив — применение механических центробежных форсунок, вентиляторное дутье, подогрев и предварительная фильтрация перед подачей к форсункам, — окончательно сложились к 1910 г.

Перевод котлов на отопление жидким топливом позволил резко увеличить дальность плавания судов, повысить мощность и экономичность ЭУ, сократить количество обслуживающего персонала и облегчить условия его работы. Так, после модернизации в 1924 г. котлов лайнера «Мавритания» путем устройства у них мазутного отопления, количество кокегаров на судне уменьшилось с 446 до 175 чел., а мощность ЭУ судна возросла на 32 %, превысив 66 000 кВт.

В 1959 г. огнетрубные трехтопочные котлы отечественного парохода «Олонец» были переведены с угля на мазут. При этом их КПД увеличился с 65 до 83—84 %, скорость хода судна за счет роста мощности паровой машины возросла с 9 до 10,6 узлов, а штат кокегаров сократился в 2,5 раза и составил четыре человека вместо десяти [48].

Первоначально в качестве котельного топлива использовалась сырая нефть. Ее применение быстро было признано нерациональным. Во-первых, легкие фракции, входящие в ее состав, могли быть использованы более эффективно, во-вторых — сжигание сырой нефти было связано с рядом эксплуатационных неудобств, главным из которых оказалась ее пожароопасность в тех условиях, в которых мазут являлся практически безопасным.

Использование в качестве топлива продуктов нефтепереработки, в первую очередь мазута, началось в 80-х гг. XIX в. До этого мазут считался отходом производства керосина. Его выход при перегонке сырой нефти в этот период составлял 60—70 % [44]. Отходы производства на заводах уничтожались или использовались для отопления.

С началом использования мазута на водном транспорте спрос на него резко возрос, что привело к увеличению не только объемов производства, но и стоимости. Если в 1885 г. пуд мазут стоил в Баку 1,5—2,

в Астрахани — 6,5, в Нижнем Новгороде — 14 коп., то к 1900 г. его цена выросла вдвое, а к 1907 г. увеличилась почти в 2,8 раза [65]. Из всех видов нефтепродуктов мазут стал приносить наибольшую прибыль. На его долю в России в начале XX в. приходилось до 58 % всей перерабатываемой нефти. Как правило, перегонка сырой нефти велась так, чтобы большая часть ее легких фракций оставалась в мазуте [44].

Первые отечественные нефтеперерабатывающие заводы оборудовались перегонными кубами периодического действия. Они имели низкую производительность (не более полутора объемов в сутки), их обслуживание было неудобным. Поиски методов непрерывной перегонки начались в 70-х гг. XIX в. В 1873 г. инженер А. А. Тавризов разработал прообраз современной ректификационной колонны. В 1880 г. конструкцию аппарата для непрерывной перегонки предложил Д. И. Менделеев. Еще более совершенную установку для этих целей в 1886 г. создали инженеры В. Г. Шухов и Ф. А. Инчик. Суточная производительность установки в 27 раз превышала ее вместимость [61].

Наряду с оборудованием для прямой перегонки нефти, в конце XIX в. были предложены конструкции первых устройств для глубокой переработки (крекингования): в 1891 г. установка В. Г. Шухова, в 1895 г. — аппарат А. Н. Никифорова. Эти работы более чем на тридцать лет опередили аналогичные, проведенные в Европе и США.

Основные месторождения нефти в дореволюционной России располагались в районе Баку и Майкопа. В советский период к ним добавились Грозненское, Эмбинское и Ферганское. Позже началась добыча нефти в Охте и на Сахалине, а также в Западной Сибири. Темпы развития добычи нефти характеризуются следующими цифрами, тыс. т: в 1875 г. — 153, в 1901 г. — 11 900, в 1923 г. — 5 482. К 1930 г. ее добыча увеличилась до 18 194, а в 1933 г. она достигла 22 900 тыс. т [15].

Показатели качества топлив, полученных на отечественных предприятиях, не нормировались стандартами вплоть до 1930-х гг. В это время основными производителями нефтепродуктов являлись тресты «Азнефть» и «Грознефть». Выпускаемые ими топлива представляли собой смеси различных компонентов. Составы смесей не были постоянными, что отрицательно сказывалось на их качестве и затрудняло эксплуатацию энергетического оборудования.

Характеристики топочных мазутов впервые стали регламентироваться введенным в 1933 г. стандартом, устанавливавшим пять сортов топочного мазута (А, Б, В, Г, Д), табл. 2.2.

Таблица 2.2

Сорт	Т-ра вспышки, °С, не выше	Вязкость ¹ , не более	Температура застывания, °С	Механические примеси, %
А	65	7,5	минус 5	0,5
Б	90	9,0	+5	0,5
В	90	9,0	+36	0,5
Г	100	12,0	+36	0,5
Д	100	15,0	+36	0,5

¹ условная вязкость при температуре 50 °С, °ВУ

Номенклатура отечественных мазутов была расширена принятием в 1942 и 1944 гг. государственных стандартов ГОСТ 15102-42 и ГОСТ 1626-44. Они регламентировали показатели качества топочных мазутов марок 10, 20, 40, 80 и флотских мазутов марок 12 и 20.

Рост спроса на судовые топлива сопровождался постепенным увеличением их вязкости и содержания серы. Так, если в 1927 г. предельная кинематическая вязкость мазута не превышала при температуре 50 °С 52 сСт, то к 1937 г. она возросла до 150 сСт, а в 1942 г. — до 750 сСт. Принятый в 1957 г. ГОСТ 1501-57, устанавливавший показатели качества топочных мазутов, повысил эту цифру до 1 500 сСт (мазут марки 200) [48]. В настоящее время вязкость используемых в судовых ЭУ мазутов не превышает 700 сСт при температуре 50 °С. В 1927 г. допустимое содержание серы составляло 0,5 %, а в 1952 г. — уже 3,5 %. Содержание серы в современных топочных мазутах достигает до 4—5,5 %.

До начала 1970-х гг. на судах преимущественно применялось топливо, полученное в результате атмосферной или вакуумной дистилляции. В годы, следовавшие после мирового энергетического кризиса 1973 г., глубина переработки нефти возросла. С этого времени значительная часть топлив для СЭУ стала представлять собой продукты с большим содержанием высоковязких фракций, полученных в результате процессов вторичной переработки — термического и каталитического крекинга, а также использования современных технологий. Доля высоковязких в объеме судовых топлив непрерывно растет. Это объясняется снижением качества нефти и ростом глубины ее переработки.

2.8. ТЯГА И ТЯГОДУТЬЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

Для организации устойчивого и качественного горения необходимо непрерывно подводить воздух в топку и удалять из нее продукты сгорания. Сила, перемещающая воздух и газы в пределах газоздушного тракта, называется *тягой*.

В зависимости от условий возникновения, различают *естественную* и *искусственную* тягу. Естественная тяга образуется в силу разного веса столбов холодного воздуха перед топкой и горячих газов, заполняющих газоходы. Искусственная тяга создается при помощи энергии внешнего источника.

Величина тяги должна быть достаточна для преодоления всех аэродинамических сопротивлений в пределах газоходов. В котлах старой постройки с угольным отоплением газы двигались со скоростью не более 2—3 м/с. Поверхности нагрева таких агрегатов состояли из крупных элементов, поэтому их сопротивления не превышали 100—120 Па. Они преодолевались за счет естественной тяги, называемой также *самотягой*.

Величина естественной тяги при прочих равных условиях определяется высотой дымовой трубы, под которой понимается расстояние по вертикали от колосниковой решетки котла до верхнего среза газохода. Стремление к увеличению естественной тяги приводило к росту размеров дымовой трубы, возвышавшейся над палубой судна и придававшей пароходам старой постройки характерный силуэт.

По мере усложнения конструкции поверхности нагрева и роста скорости газов, способствовавшей интенсификации теплообмена, возрастало аэродинамическое сопротивление котлов. При его значении, превышающем 150 Па, величины естественной тяги для нормальной работы котла становится недостаточной. Усиление тяги было достигнуто применением специальных устройств. В зависимости от места расположения источника искусственной тяги относительно газоходов котла сложились следующие виды *искусственной тяги*: вентиляторное дутье, вытяжная тяга и уравновешенное дутье.

На рис. 2.61 показаны схемы организации искусственной тяги и дутья, которые в различные периоды находили применение в судовых котельных установках. Искусственное *дутье* осуществлялось различными способами. Одним из них являлась подача вентилятором воздуха в закрытое котельное отделение, рис. 2.61а. Этот способ был использован сразу же после появления на судах вентиляторов.

Сходный способ подачи воздуха в топку использовался в корабельных ЭУ вплоть до 60-х гг. XX в. Котельное отделение в этом случае выполнялось герметичным, а давление воздуха в нем поддерживалось значительно выше атмосферного за счет работы вентилятора. Подобная схема воздухообеспечения использовалась в отечественных корабельных котлах типов КВ-30, КВ-42, КВ-68,

созданных в 1950 г. Ее недостатком являлось повышенное давление в котельном отделении, затруднявшее нахождение в нем обслуживающего персонала.

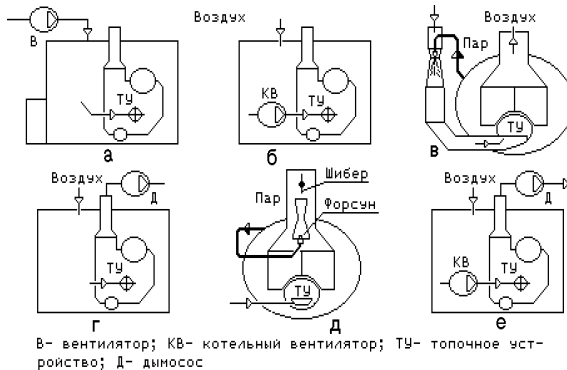


Рис. 2.61. Способы подвода воздуха и удаления газов в котлах

Другим способом дутья являлась подача воздуха вентилятором непосредственно в топку котла, рис. 2.61б. Давление в котельном отделении в этом случае равно, а давление в топке — несколько выше атмосферного. В котельное отделение воздух нагнетается системой воздухопроводов, обслуживаемой независимым вентилятором. Воздух от отдельного котельного вентилятора направляется непосредственно в топку, если котел имеет однослойный кожух, или в межкожуховое пространство в случае применения двухслойного кожуха. Этот способ стал широко применяться с начала XX столетия и в настоящее время широко используется во вспомогательных котлоагрегатах.

С начала 70-х гг. XIX в. на судах и кораблях получила распространение подача воздуха в топку при помощи парового сопла, рис. 2.61в. В этом случае дутье осуществляет паровоздушный эжектор, расходующий на работу некоторую часть производимого котлом пара. Эжектор в виде диффузора, то есть трубы с расширяющимся сечением, устанавливался в поддувало топки. По центру диффузора располагалось паровое сопло. Из него со скоростью до 700 м/с вытекала струя пара, увлекала за собой в диффузор воздух, нагнетавшийся под колосниковую решетку. Этот способ для огнетрубных котлов применялся вплоть до 50-х гг. XX в.

Вытяжная тяга осуществлялась следующими способами:

— *отсасыванием горячих газов из газохода при помощи дымососов, рис. 2.61г. Дымососы использовались, в основном, для котлов*

с угольным отоплением. По устройству они аналогичны вентиляторам и устанавливались в нижней части дымовой трубы. При необходимости эти устройства могли отключаться заслонками, расположенными в устьях дымовых труб. При этом котлы работали с естественной тягой;

— *созданием разряжения* в дымовой трубе при помощи парового сифона (форсуна), рис. 2.61*д*. Форсун состоял из диффузора и парового сопла. Выходивший из сопла пар увлекал за собой дымовые газы, создавая разряжение в устье дымовой трубы. Форсуны с 1870-х гг. стали применять на быстроходных кораблях. На котлах малых мощностей они использовались до 1950-х гг. Основным недостатком вытяжной тяги является то, что она создает разряжение в топке и газоходах. Вследствие этого через неплотности обшивки наблюдается значительный подсос холодного воздуха из котельного отделения в топку, снижающий экономичность котла.

Уравновешенная тяга обеспечивалась совместной работой вентилятора и вытяжного устройства, например, дымососа, рис. 2.61*е*. Тяга и дутье в этом случае на всех режимах работы котла поддерживались так, чтобы давление в топке было равно атмосферному. Эта схема использовалась для котлов, оборудованных ротационными форсунками или работающими на угле. Она была реализована, в частности, в секционном котле отечественного парохода «Донбасс».

Первые котельные вентиляторы приводились в действие мало-мощными быстроходными одно- или двухцилиндровыми поршневыми паровыми машинами. Этот тип приводного двигателя использовался до середины 1960-х гг. Мощные котельные вентиляторы периода 1910—1950 гг. оборудовались турбинным приводом (см. рис. 4.23). С середины 1950-х гг. и по настоящее время наиболее распространенным приводом котельных вентиляторов являются электродвигатели.

Для подачи воздуха в котельные помещения применялись центробежные и осевые вентиляторы, конструкция которых, в основном, сложилась к концу XIX в. Первым в мире центробежным вентилятором считается аппарат, предложенный в 1832 г. русским военным инженером генерал-майором А. А. Саблуковым. Изготовленный им в 1833 г. образец устройства диаметром 1,2 м, приводимый в действие силами двух человек, имел подачу 5,66 м³/мин. Схема вентилятора, названного изобретателем «воздушным насосом непрерывного действия», представлена на рис. 2.62.

Внутри цилиндрического кожуха *A* из листового железа вращался вал с четырьмя железными лопастями *E*. К кожуху крепились два патрубку: всасывающий *a'b'* с центральным отверстием и нагнетающий *ab* с отверстием на периферии кожуха. Вал с крыльями приводился во вращение ручным приводом *B*, состоящим из чугунного маховика с рукояткой и деревянной опоры с подшипником. По ободу маховика был нарезан желобок, в который укладывался крученный ремень. Ремень передавал вращение маховика к медному диску с желобком, насаженному на выступающий конец вала. Передаточное отношение привода составляло 1:10.

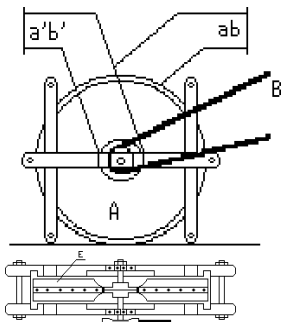


Рис. 2.62. Вентилятор Саблукова

Вентилятор Саблукова отличается от современных отсутствием спиральной камеры и наличием на рабочем колесе всего четырех лопаток прямой формы. Все это свидетельствует о его незначительном КПД. Тем не менее, это устройство было использовано в судовых, вернее, в корабельных условиях. В 1834 г. его установили на подводной лодке конструкции К. А. Шильдера [49]. Осевой вентилятор в России впервые появился в 1854 г., после чего он сразу стал применяться на флоте. Его создал военный инженер Теплов.

На рис. 2.63. показано расположение в корпусе судна постройки 1910—1940 гг. огнетрубного оборотного котла с вентиляторным дутьем. Воздух из котельного отделения забирается центробежным вентилятором *1*, приводимым в действие паровой машинкой *2*.

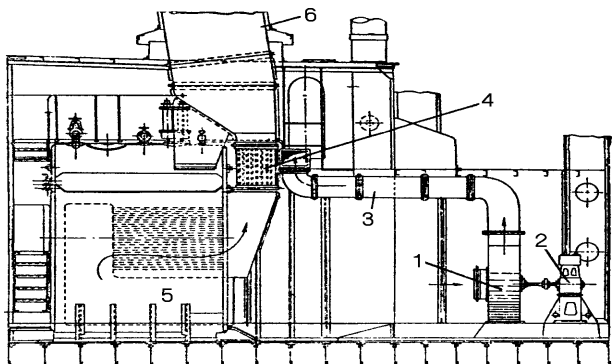


Рис. 2.63. Подвод воздуха к огнетрубному котлу

От вентилятора он по каналу 3 поступает к вертикальному гладкотрубному воздухоподогревателю 4, где нагревается за счет тепла уходящих из котла газов. Горячий воздух идет в поддувало топки 5. Дымовые газы удаляются в атмосферу через дымовую трубу 6.

ГЛАВА 3. СУДОВЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Формирование конструкций машин в первой половине XIX в., характерные особенности их различных типов. Нарисательная и индикаторная мощности. Направления развития паровых машин во второй половине XIX и на протяжении XX вв.: переход к многократному расширению пара, повышение его параметров, совершенствование конструкции различных узлов.

Примеры конструктивного выполнения различных машин. Классификация паровых машин. Смазка и смазочные масла. Разновидности смазочных систем. Комбинированные турбопоршневые установки: типы, их сравнительные характеристики. Особенности конструкции и использования вспомогательных паровых машин на судах.

3.1. ПЕРВЫЕ СУДОВЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Первые паровые машины, устанавливаемые на судах, по конструкции практически не отличались от своих стационарных предшественниц. Формирование специфических конструктивных схем судовых машин началось в 20—30-х гг. XIX в. В начале XIX в. наиболее широко использовались так называемые *балансирные* машины, которые строились с высоко- и низкорасположенными балансирами.

Машины первого типа, рис. 3.1а, отличались большими габаритами: их высота нередко превышала 10 м. Эти тихоходные конструкции использовались для привода гребных колес. Машины второго типа, рис. 3.1б, имели меньшую высоту и были компактнее. Они оказались более удобными для размещения на судах и, кроме того, позволяли повысить их острейчивость. Первые образцы таких устройств появились в Англии в 1813—1814 гг.

На рис. 3.1в, г приведены схемы *наклонных* машин с КШМ. Вначале они имели один цилиндр, затем их количество увеличилось до двух, а впоследствии — до трех. Цилиндры в ранних конструкциях располагались по разные стороны от оси коленчатого вала, рис. 3.1в.

Наклонные машины вращали бортовые гребные колеса, они имели большую длину и размещались только вдоль корпуса судна. Недостатком такой компоновки ЭУ являлась значительная длина парового ресивера, соединявшего цилиндры высокого и низкого давлений.

Большая поверхность ресивера способствовала охлаждению пара на впуске в цилиндр низкого давления и служила причиной уменьшения мощности и экономичности машины. Подобные конструкции производились в период 1845—1870 гг. Впоследствии их вытеснили более совершенные, схема которых показана на рис. 3.1г. Цилиндры этих машин, приводивших гребной винт, располагались по одну сторону от оси коленчатого вала. Такие устройства появились во второй половине XIX в. Отечественные заводы производили их для речных судов до начала 1950-х гг.

Похожую схему имели *горизонтальные* машины, отличавшиеся небольшой высотой. Оси их цилиндров располагались на одном уровне с осью коленчатого вала. Они размещались ниже ватерлинии и особенно часто применялись на боевых кораблях, так как были хорошо защищены от поражения артиллерией неприятеля.

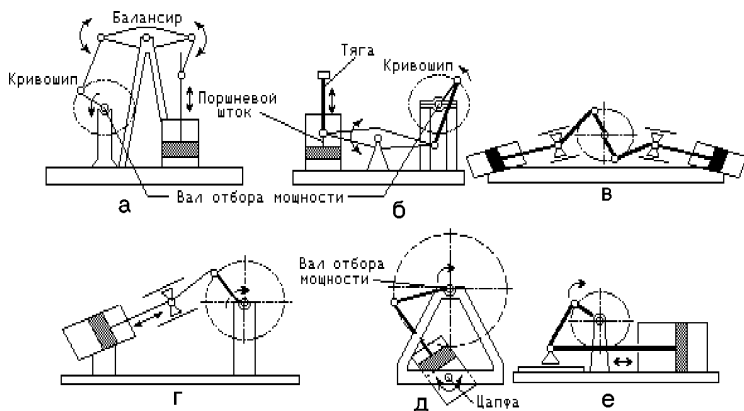


Рис. 3.1. Конструктивные схемы судовых паровых машин первой половины XIX в.

На рис. 3.1д показана схема машины с *качающимся цилиндром*. Цилиндр опирался на машинную раму при помощи пустотелых цапф, использовавшихся для подвода и отвода пара. Движение поршня передавалось непосредственно на кривошип коленчатого вала при помощи штока, верхний конец которого соединялся с кривошипом. В этих устройствах отсутствовали шатун, параллели и крейцкопф,

являющиеся обязательными принадлежностями машин с КШМ. К недостаткам машин подобного типа относились трудности в организации качественной смазки цапф и сальников штока, которые быстро выходили из строя. Пар с высоким давлением в них не применялся из-за сложности обеспечения надежного уплотнения цапф.

Некоторые конструкции судовых паровых машин сочетали в себе принципы неподвижного и качающегося цилиндров. Одна из них была построена в 1873 г. на заводе Курбатова, располагавшемся в Нижнем Новгороде [65]. Машина мощностью 64 кВт имела два цилиндра, расположенные по разные стороны от оси коленчатого вала: один из них устанавливался неподвижно, а второй качался на цапфах. Для уменьшения конденсации пара в ресивере последний был заключен в паровую рубашку. Хотя машины с качающимися цилиндрами для речных судов строились вплоть до 90-х гг. XIX в., широкого распространения ввиду отмеченных недостатков они не получили.

Стремление уменьшить длину машины и выполнить ЭУ более компактной, вызвало появление в 50-х гг. XIX в. конструкций с *тронковыми КШМ* и с *обратным шатуном*, рис. 3.1е. Тронковые машины имели цилиндры только с одной рабочей полостью, их мощность была невелика. Коленчатый вал машин с обратным шатуном располагался рядом с паровым цилиндром между двумя штоками, связанными с поршнем. Штоки соединялись с поперечиной, с которой также был сочленен шатун, направленный в обратную сторону. Небольшая длина этих агрегатов позволяла размещать их поперек корпуса судна.

В течение первой половины XIX в., в период интенсивного развития судовых паровых машин, было предложено множество их конструкций. Два устройства, построенные в этот период, представлены на рис. 3.2 и 3.3. На первом рисунке приведена схема машины с низкорасположенным балансиром, созданной в Англии в 1845 г. [3]. Ее поршень 1 был связан с валом 2 при помощи штока 3, тяг 4, балансира 5, шатуна 6 и кривошипа 7. Отработавший пар поступал в конденсатор смесительного типа 9, из которого образующийся конденсат удалялся посредством мокровоздушного насоса 8.

На рис. 3.3 показана конструкция отечественной установки с КШМ, построенной на Ижорском заводе в 1832 г. Она предназначалась для военного парохода «Геркулес». Мощность этой одноцилиндровой машины была равна 180 кВт. Ее рабочий паровой цилиндр 1 располагался вертикально. Поршень 2 имел два штока, которыми он был связан с поперечиной. Поперечина шарнирно соединялась с короткой

тягой, которая нижним концом была сочленена с рычагом привода мокровоздушного насоса 5. К этому же концу тяги присоединялся шатун 6, вращавший коленчатый вал 4, установленный на вертикальных опорах. Между паровым цилиндром и мокровоздушным насосом был установлен конденсатор смешительного типа 3.

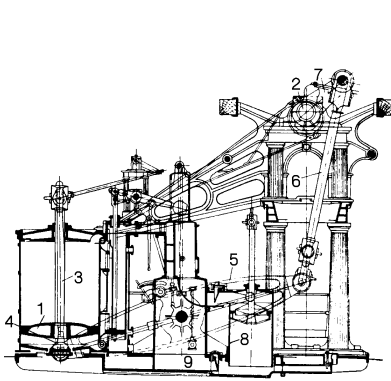


Рис. 3.2. Машина с балансиром

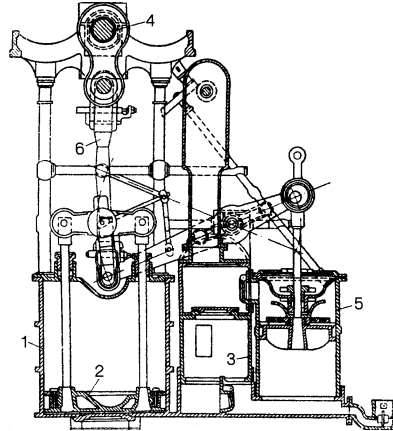


Рис. 3.3 Машина с КШМ

Четыре года спустя, в 1836 г., более мощной машиной аналогичной конструкции был оборудован пареходофрегат «Богатырь».

Один из вариантов размещения паровой машины в корпусе парохода периода 1830—1840 гг. показан на рис. 3.4.

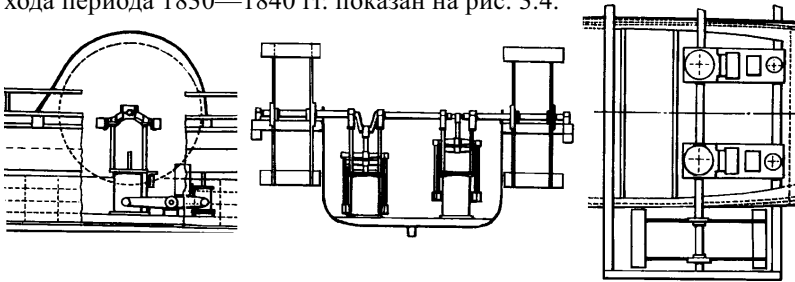


Рис. 3.4. Размещение машины с низкорасположенным балансиром в корпусе судна

Считается, что Россия стала первой с 1830-х гг. в широких масштабах использовать в конструкциях судовых паровых машин КШМ. За рубежом его активное применение началось в 1839 г. постройкой в Англии парохода «Горгона» [2], хотя машины с КШМ были установ-

лены уже на некоторых первых пароходах (например, на буксирном катере «Шарлотта Дандас», рис. 1.6).

Первоначальной единицей измерения мощности паровых машин служила так называемая *нарицательная лошадиная сила*, численно равная работе в 33 000 фунто-футов, совершаемой за одну минуту. Эту величину в результате многочисленных опытов определил Дж. Уатт. Наричательная мощность паровой машины, л. с., могла быть вычислена при помощи предложенной им формулы

$$N = F_{\text{н}} P_{\text{н}} C_{\text{м}} / 33\,000,$$

где $F_{\text{н}}$ — площадь поршня в кв. дюймах (кв. дюйм = 6,452 см²);
 $P_{\text{н}}$ — среднее давление пара в цилиндре, фунты на квадратный дюйм (1 фунт на квадратный дюйм = 0,00685 МПа);
 $C_{\text{м}}$ — скорость поршня, фут/мин (фут/мин = 0,00508 м/с).

Применительно к действующей в настоящее время системе единиц, формула Уатта может быть записана в виде:

$$N_i = 779,3 D^2 C_m P_i,$$

где N_i — индикаторная мощность, кВт;
 D — диаметр цилиндра, м;
 C_m — средняя скорость поршня, м/с;
 P_i — среднее индикаторное давление, МПа.

Формула Уатта давала хорошие результаты для большинства тихоходных машин, работавших на паре с невысокими давлением (0,11—0,15 МПа), построенных в конце XVIII — начале XIX вв.

Со временем величина вычисленной нарицательной мощности все больше и больше отличалась от фактической. В 1845 г. появился механический индикатор, позволявший строить диаграммы процессов, протекающих в цилиндрах машины. Площади этих диаграмм были пропорциональны *индикаторной* (фактической) мощности, то есть действительно развиваемой цилиндром без учета потерь на трение и привод вспомогательных механизмов. Индикаторная мощность оказалась в 3,2—4,0 раза выше чем расчетная, то есть нарицательная [71].

Понятие «номинальные силы» широко использовалось в практике судостроения для размещения заказов на паровые машины. Его применяли для составления отчетности по машинной части, то есть для учета расхода топлива, смазочного масла, предметов снабжения. Применение этого понятия к оценке фактической мощности паровых машин, построенных в первой половине XIX в., дает неверные (заниженные) результаты.

В настоящее время в качестве единицы измерения мощности ЭУ используется «килоВатт» (*kWt*), предложенный английским инженером Ч. Парсонсом (1 кВт = 1,36 л. с.).

Первые паровые машины работали по принципу *простого* или *однократного*, то есть одноступенчатого, расширения пара. *Степень расширения*, равная отношению объема, описываемого поршнем в цилиндре во время подачи пара, к его полному объему, ограничивалась размерами последнего. Величина, обратная степени расширения, получила название *степени наполнения*.

Уже в первых установках предпринимались попытки использования не только силы давления пара, но и его способности к расширению. Первым по этому пути пошел Дж. Уатт, который стал подавать пар в цилиндр не на всем протяжении хода поршня, а только на его начальной стадии. При этом вначале пар действовал на поршень своим полным давлением, а затем начинал расширяться.

Подобные машины в конце XVIII — начале XIX в. использовались ограниченно, так как применяемый в этот период пар низкого давления (до 0,12 МПа) при расширении давал незначительный эффект. Кроме этого, возможное нарушение регулировки парораспределения заметно снижало мощность машины из-за малой производительности использовавшихся в этот период примитивных котлов [87].

Рост рабочего давления пара позволил полнее использовать его способность к расширению. Одну из первых машин, пар в которых расширялся в двух последовательно соединенных цилиндрах, предложил в 1781 г. Дж. Горнблоуэр. В первом цилиндре его установки поршень должен был перемещаться за счет полного давления пара, а во втором — большего диаметра — работа должна была производиться вследствие его расширения. Разделение цилиндров, кроме этого, должно было предотвратить резкие изменения температуры их стенок: нагрева при впуске свежего пара и охлаждения при его выпуске в конденсатор. Такие колебания температуры вызывали конденсацию поступающего пара, являлись причиной значительных тепловых потерь и снижения экономичности установки.

Разделение цилиндров привело к тому, что первый из них не общался с конденсатором, а второй — не нагревался свежим паром. Это решение позволило заметно увеличить экономичность пароэнергетических установок машин и уменьшить величину удельного расхода топлива. Предложенный принцип реализовал на практике в 1804 г. англичанин А. Вульф. Его двухцилиндровая машина, работавшая на

насыщенном паре с давлением 0,3—0,4 МПа, оказалась почти в три раза экономичнее установок Уатта [87].

Так определились главные направления, по которым протекало совершенствование паровых машин на протяжении второй половины XIX в. Ими стали:

— повышение давления пара;

— применение многократного последовательного расширения пара в нескольких цилиндрах с увеличивающимися объемами.

При одних и тех же параметрах и расходе пара перед машиной и на впуске в конденсатор, а также при равной степени расширения, теоретическая работа машин однократного и многократного расширения будет равна. Однако использование принципа многократного расширения позволяет значительно уменьшить тепловые потери и тем самым увеличить экономичность машины. Основными преимуществами многократного расширения пара являются:

— разделение срабатываемого теплоперепада на части, позволяющее снизить потери от теплообмена и утечек, использование части тепловых потерь предыдущего цилиндра в последующем;

— увеличение общей степени расширения пара, по сравнению с однократным, при сохранении больших степеней наполнения в каждом из цилиндров.

Работа с большими степенями наполнения повышала маневренные качества и способствовала снижению тепловых потерь. Машины многократного расширения при одинаковой степени наполнения, равном числе цилиндров и частоте вращения коленчатого вала имели меньшие размеры и массу, чем однократного. Они, как многоцилиндровые, обладали более высокой равномерностью вращения.

Названные преимущества привели к тому, что во второй половине XIX в. началась постепенное внедрение в практику машин *двукратного (двойного)* расширения. Агрегаты однократного расширения с этого времени стали использоваться только для привода маломощных вспомогательных механизмов.

Идея создания отечественной машины двукратного расширения принадлежит механику Степану Литвинову. В 1818—1820 гг. он предложил конструкцию *компаунд-машины*, в которой пар расширялся последовательно в двух полостях одного и того же цилиндра. Но в то время технические возможности российской промышленности не позволили построить такую установку.

Широкое использование машин двукратного расширения началось на р. Волге в 40-е гг. XIX в. В 1846 г. на пароходе «Волга» и в 1848 г. на

пароходах «Геркулес» и «Самсон» были установлены наклонные агрегаты мощностью по 340 кВт, работавшие на паре с давлением 0,5 МПа [2].

Переход к использованию в паровых машинах принципа двукратного расширения привел к тому, что в течение первой половины XIX в. их экономичность возросла вдвое, а удельная масса парозергетической установки (с котлами) снизилась почти втрое, табл. 3.1.

Таблица 3.1

Год постройки машины	КПД, %	Удельный вес, кг/кВт
1830	2—3	1 000—1 100
1840	3—4	900—850
1850	4—5	550—450
1860	5—6	380—320

3.2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПАРОВЫХ МАШИН ВО ВТОРОЙ ПОЛОВИНЕ XIX В.

Развитие паровых машин во второй половине XIX в. характеризовалось дальнейшим увеличением числа ступеней расширения пара и ростом его давления, началом использования перегретого пара, повышением средней скорости поршня и снижением удельного веса. В результате проведенных мероприятий были значительно понижены тепловые потери и уменьшен удельный расход топлива.

В ходе создания машин многократного расширения их конструкторы стремились к достижению приблизительного равенства мощностей, развиваемых отдельными цилиндрами. Однако в большинстве выполненных установок наибольшую нагрузку нес цилиндр высокого давления (ЦВД), несколько меньше был нагружен цилиндр среднего давления (ЦСД) и меньше всего нагружался цилиндр низкого давления (ЦНД). В агрегатах двукратного расширения распределение мощностей между ЦВД и ЦНД было принято следующим: (0,55—0,59):(0,45—0,41). В машинах *трехкратного (тройного)* расширения мощности ЦВД, ЦСД и ЦНД соотносились как (0,34—0,37):(0,325—0,34):(0,3—0,325). Отношение объемов ЦВД и ЦНД машин двукратного расширения лежало в пределах 1:3—1:4, трехкратного — соотношение объемов ЦВД, ЦСД и ЦНД обычно составляло 1:2,7:7,5.

Идеи С. Литвинова об использовании многократного расширения на практике осуществил В. И. Калашников, внесший большой вклад в развитие судовой энергетики. Он разработал два новых типа машин двукратного расширения, предложил конструкции оригинальных

машин трех- и четырехкратного расширения. Калашникову принадлежит идея переделки существующих многоцилиндровых машин однократного расширения в агрегаты двукратного расширения путем замены одного из цилиндров на цилиндр большего или меньшего диаметра.

Примером такой переделки является модернизация построенной в 1880 г. ЭУ парохода «Химик». В двухцилиндровой машине мощностью 71 кВт с диаметром цилиндров 460 и ходом поршня 914 мм, работавшей на паре с давлением 0,42 МПа, один цилиндр был заменен новым с диаметром 844 мм. Расход топлива после переделки снизился вдвое, а затраты на модернизацию, составившие около 4 000 руб., окупились в течение одной навигации [65]. Всего Калашников модернизировал более тридцати речных пароходов.

В 60-х гг. XIX в. распространение получили сдвоенные установки двукратного расширения, которые получили название *тандем-машин*. Они также назывались «машины Вульфа». ЦВД и ЦНД в них располагались на одной оси, а их усилия передавались на кривошип коленчатого вала посредством одного штока.

В 1861 г. в Костроме инженер К. П. Цыганов построил тандем-машину оригинальной конструкции. В ней ЦНД имел два штока, проходившие с разных сторон ЦВД и соединявшиеся с его штоком при помощи поперечины. Агрегат состоял из двух пар цилиндров, установленных горизонтально. Кривошипы пар цилиндров были заклинены под углом 90°. Так как машина имела частоту вращения 75 об/мин, то вращение гребных колес осуществлялось через зубчатую передачу. Увеличение частоты вращения позволило снизить габариты и массу установки, но сопровождалось снижением ее экономичности из-за роста потерь энергии в передаче [65].

Рост цен на топливо требовал дальнейшего совершенствования конструкции паровых машин и повышения их экономичности. Следующими этапами на этом пути стали создание в 1870-х гг. машин *трехкратного (тройного)* расширения и, спустя десятилетие, — первые попытки применения в них перегретого пара. Машины тройного расширения впервые появились в 1874 г. и начиная с 1881 г. стали широко применяться на кораблях и гражданских судах. К концу XIX в. они стали основным типом главного судового двигателя.

В 1885 г. В. И. Калашников переоборудовал тандем-машину речного парохода «Всеволод» в машину тройного расширения. В 1887 г. две самые мощные в мире подобные машины (4 640 кВт каждая) были установлены на черноморском броненосце «Синоп». Через год

Сормовский завод построил первую машину тройного расширения для речного судна с давлением пара 1,2 МПа. Ее установили на пароходе «Царь». Конструкция вертикальных машин тройного расширения, в основном, сложилась к 90-м гг. XIX в. и оставалась практически неизменной на протяжении всей первой половины XX в. В это время большинство из них имели вертикальную компоновку.

На рис. 3.5 представлена схема подобной машины, установленной в 1903 г. на крейсере «Аврора». Крейсер имел три агрегата суммарной мощностью 8 544 кВт и частотой вращения коленчатого вала 135 об/мин, работавших на паре с давлением 1,3 МПа. Они имели по три цилиндра: ЦВД (1,3 МПа) диаметром 800; ЦСД (0,55 МПа) — 1 273; ЦНД (0,22 МПа) — 1 900 мм. Ход поршней составлял 870 мм.

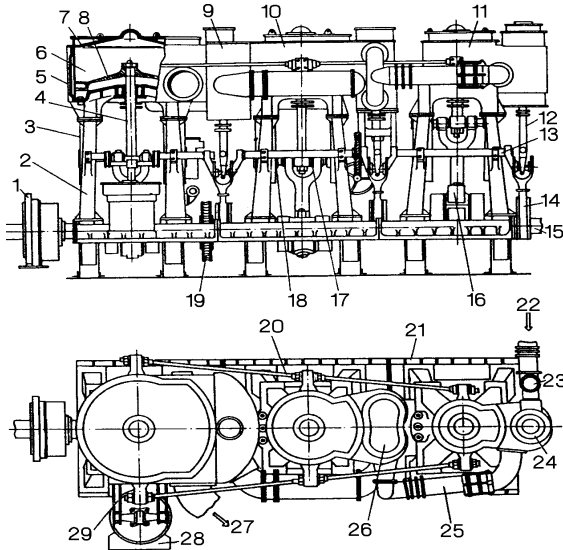


Рис. 3.5. Машина тройного расширения начала XX в.:

1 — тормозная муфта; 2 — стойки цилиндров; 3 — параллели; 4 — шток поршня; 5 — рубашка цилиндра; 6 — ЦНД; 7 — крышка ЦНД; 8 — поршень ЦВД; 9 — золотник; 10 — ЦСД; 11 — ЦВД; 12 — направляющая золотникового штока; 13 — вал парораспределения; 14 — эксцентрик; 15 — коленчатый вал; 16 — шатун; 17 — поперечина штока; 18 — ползун; 19 — червячное колесо валоповоротного механизма; 20 — связи; 21 — фундаментная рама; 22 — подвод пара; 23 — главный стопорный клапан; 24 — золотник; 25 — паропроводы; 26 — золотник ЦВД; 27 — выход пара; 28 — мокровоздушный насос; 29 — балансир привода насоса

Стальные поршневые штоки диаметром 165 мм были изготовлены ковкой. Усилия поршней передавались к коленчатому валу при помощи стальных шатунов длиной 1 730 мм. Коленчатый вал состоял из двух частей, наружный диаметр его шеек был равен 330, внутренний — 165 мм. Упорный вал наружным диаметром 321 и внутренним 159 мм имел одиннадцать упорных гребней с общей площадью 0,9 м². Упорные подшипники были выполнены открытыми и имели подковообразные упорные скобы из литой стали. Поверхность скоб заливалась баббитом. Коленчатый вал проворачивался двухцилиндровой паровой валоповоротной машинкой и ручным приводом.

Отработавший в машине пар поступал в главный конденсатор с поверхностью охлаждения 629,6 м², образованной 2 884 латунными трубками с диаметром 19 и длиной 3 360 мм. Трубки прокачивались забортной водой, подаваемой циркуляционными насосами с приводом от вспомогательных двухцилиндровых паровых машин. Откачивал конденсат и паровоздушную смесь мокровоздушный насос. Пар в машину поступал по паропроводу диаметром 279 мм [64].

Остовы подобных машин образовывали легкие фундаментные рамы, на которые устанавливались литые стальные или чугунные стойки, поддерживавшие отдельные цилиндры. Их картеры выполнялись открытыми. Такие конструкции не обладали высокой жесткостью и легко деформировались. Это становилось причиной нарушения центровки подвижных деталей машины, вызывавшей их повышенный нагрев и износ. При работе многоцилиндровой машины тройного расширения на малых нагрузках, мощность, развиваемая ЦНД, была меньше, чем затраты энергии на преодоление трения его подвижных деталей. Это обстоятельство в условиях невозможности разобращения цилиндров машины приводило к дополнительному снижению экономичности пароэнергетической установки.

К концу XIX в. машины работали при давлении пара до 2,0 МПа и частоте вращения гребного винта 100—400 об/мин. На крупных кораблях и гражданских судах их удельная мощность составляла 7—12 кВт/т. У быстроходных кораблей малого водоизмещения она была существенно выше, достигая 30—37 кВт/т.

Наибольшая мощность судовых паровых машин к рубежу XIX—XX вв. достигла значений в одном агрегате 12 000 кВт и более. Такие механизмы имели по пять-шесть цилиндров и отличались высокой сложностью конструкции. Они занимали много места и требовали тщательного ухода. О масштабах подобных устройств можно судить

на примере двух самых мощных в мире машин, установленных в 1904 г. на германском лайнере «Кайзер Вильгельм II». При мощности 16 000 кВт каждая из них имела длину 22 и высоту 12,8 м. Масса колчатых валов этих монстров превышала 100 т.

Судовые паровые машины во второй половине XIX в. производились на двенадцати российских заводах. На рис. 3.6 показан график, иллюстрирующий рост суммарной мощности главных паровых машин, установленных

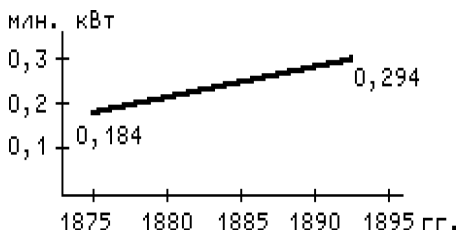


Рис. 3.6. Рост суммарной мощности отечественных судовых паровых машин

на отечественных коммерческих судах с 1875 по 1892 гг. [61]. Основные показатели, характеризующие развитие судовых паровых машин в России во второй половине XIX в., приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Годы	Тип машины	Давление пара, МПа	Расход угля, кг/(кВт·ч)	Скорость поршня, м/с	Удельный вес, кг/кВт
1870-е	Однократного расширения	0,3—0,35	1,15	1,2	270
1880-е	Двукратного расширения	0,5	0,98	1,6	261
1890-е	Трехкратного расширения	1,2	0,82	2,6	218

Основные конструктивные схемы главных паровых машин, сложившиеся в течение второй половины XIX в. (двукратного расширения, тандем, трехкратного расширения), показаны на рис. 3.7а, б, в.

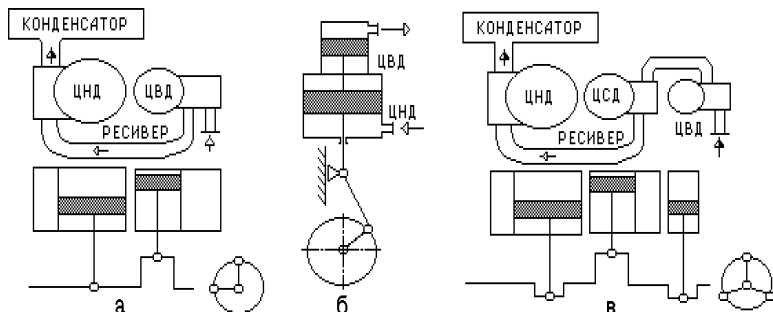


Рис. 3.7. Конструктивные схемы судовых машин второй половины XIX в.

Парораспределение в них осуществлялось при помощи плоских и цилиндрических золотников, рис. 3.8. Плоские золотники обычно управляли впуском и выпуском пара из ЦНД. Они использовались для подачи пара с невысокой температурой и давлением. Пар с высокими параметрами вызывал коробление таких золотников, а его одностроннее давление на их тело сопровождалось усилением износа и ростом потерь мощности на преодоление трения.

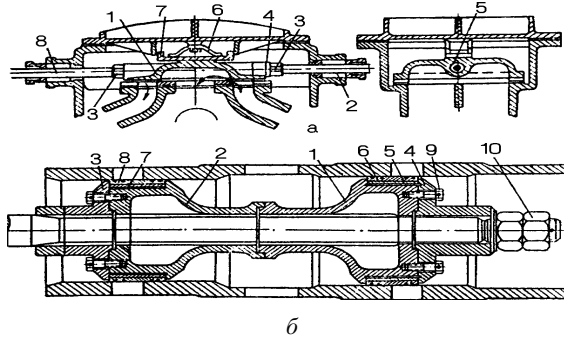


Рис. 3.8. Типы золотников парораспределения

Для ЦВД и ЦНД применялись цилиндрические золотники. Их достоинствами являлись отсутствие коробления и быстрое открытие окон для впуска и выпуска пара, уменьшающее его дросселирование. Плоский золотник 1, рис. 3.8а, соединялся со штоком 8 гайками 3 и шайбой 4. Отверстие 5 в его теле выполнялось так, чтобы обеспечивалась подвижность золотника на штоке. Этим достигалось прилегание золотника к зеркалу в случае его износа. Пружина 6 через сухарь 7 прижимала золотник к поверхности зеркала. Уплотнение золотникового штока обеспечивали сальники 2.

Цилиндрический золотник, рис. 3.8б, состоял из двух половин 1 и 2. Уплотнительные кольца 5, 6, 7, 8 закреплялись крышками 3 и 4. Крепление крышек к телу золотника производилось при помощи болтов 9. Соединение золотника со штоком достигалось гайками 10.

Старейшим и наиболее распространенным приводом золотников для вертикальных машин являлся двухэксцентриковый кулисный механизм с секторной кулисой Стефенсона, названный в честь создателя одного из первых паровозов. Этот механизм, рис. 3.9, позволял изменять направление вращения вала машины (осуществлять реверс) и степень наполнения цилиндров паром. Два эксцентрика 2 и 3 заклинивались под углом к кривошину коленчатого вала 1. Каждый эксцентрик

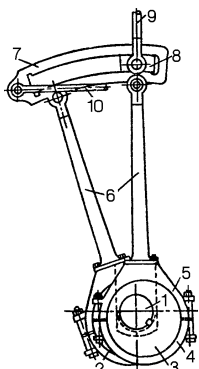


Рис. 3.9. Кулиса Стефенсона

охватывался бугелем, состоящим из двух половин 4 и 5. С верхней половиной бугеля соединялась эксцентриковая тяга 6, шарнирно присоединявшаяся к сектору кулисы 7. В секторе установлен кулисный камень 8, связанный с золотниковым штоком 9. Посредством подвесной тяги 10 кулиса устанавливалась в требуемое положение. При этом один из эксцентриков через свою тягу непосредственно действовал на кулисный камень, а через него — на золотник. Пар поступал в одну из двух полостей цилиндров, машина начинала вращаться в требуемом направлении.

Кулиса машин малой мощности переключалась вручную при помощи специального привода, называвшегося спусковым механизмом. У мощных

машин переключку кулисы была сопряжена со значительными усилиями и производилась посредством парового или гидравлического привода. Время реверса обычно составляло 6—12 секунд.

3.3. РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПАРОВЫХ МАШИН В XX в.

Развитие конструкций и тепловых схем судовых паровых машин проходило вплоть до конца 1950-х гг. В течение XX в. классические машины тройного расширения с золотниковым парораспределением постепенно заменялись более совершенными клапанными, появились комбинированные турбопоршневые установки, в которых турбины приводились в действие отработавшим в цилиндрах паром. Эти мероприятия позволили резко улучшить экономичность пароэнергетических установок. Удельный расход пара в них к 50-м гг. XX в., по сравнению с его началом, снизился с 11—16,5 до 5,5—8,0 кг/(кВт·ч). Наряду с золотниковыми машинами трехкратного расширения стали использоваться безресиверные четырехцилиндровые и наклонные клапанные двукратного расширения.

Работы по совершенствованию конструкций и тепловых схем поршневых машин в XX в. велись в направлениях:

- использования пара повышенных параметров (давления до 4—6 МПа, температуры перегрева до 400 °С и выше) и его четырехкратного расширения;
- применения промежуточного перегрева пара;

- обеспечения продолженного расширения отработавшего пара в утилизационных турбинах комбинированных турбопоршневых ЭУ;
- понижения давления в конденсаторе пара;
- увеличения быстроходности машин, снижения их удельного веса и габаритов;
- перехода к конструкциям с закрытым картером и циркуляционной смазкой, имевшим высокую надежность, невысокие механические потери и удельный расход смазки;
- унификации и улучшения конструкций деталей и узлов.

Использование в машинах перегретого пара сопровождалось изменением конструкции их основных деталей: цилиндры лишились паровой рубашки, поршневые штоки стали уплотняться металлической набивкой, плоские золотники были заменены цилиндрическими. Одновременно уменьшилось число ступеней расширения пара: теперь оно не превышало двух. Последнее объяснялось тем, что многократное расширение как средство снижения тепловых потерь от конденсации пара в цилиндре утратило свое значение.

Одной из последних отечественных разработок в области судовых паровых машин стала установка типа МП-20, созданная в 1953 г. Трехмотылевая конструкция, имевшая закрытый картер, развивала мощность 150 кВт при частоте вращения 200 об/мин. Она предназначалась для речных судов. Схема ее работы показана на рис. 3.10.

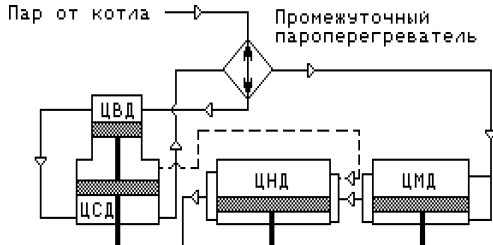


Рис. 3.10. Машина типа МП-20

Машина была образована четырьмя цилиндрами: ЦВД и ЦСД простого действия, соединенными по схеме тандем, цилиндром малого давления (ЦМД) и ЦНД двойного действия. Диаметры цилиндров составляли 190, 270, 290 и 565 мм, ход поршня был равен 290 мм. Степень расширения пара достигала 27,2. Угол заклинки мотылей коленчатого вала составлял 120°. Пар с давлением 4 МПа и температурой 450 °С поступал в промежуточный пароперегреватель, в котором его температура за счет отдачи тепла к отработавшему пару ЦСД

снижалась до 360 °С. Отработав последовательно в ЦВД и ЦСД, пар, вторично перегретый до температуры 320 °С, последовательно направлялся в ЦМД и ЦНД. Пар, просачивающийся в межполостное пространство ЦВД и ЦСД, отводился в золотниковую коробку ЦНД, а затем расширялся в нем. Удельный расход пара в машине МП-20 составлял 5 кг/(кВт·ч). Промежуточный перегрев пара, примененный в ней, позволил, как показали испытания, увеличить ее экономичность на 2,5 % по сравнению с установкой, работавшей без перегрева [43].

К 1930-м гг. окончательно сложилась классификация главных паровых поршневых машин по конструктивным признакам и рабочим параметрам. По устройству остова различались *открытые* и *закрытые* картеры. Последний имели машины с вертикальной компоновкой. Его использование позволило заменить ручную смазку деталей движения циркуляционной под давлением.

Машины с частотой вращения коленчатого вала менее 40 об/мин назывались *тихоходными*. Они приводили в движение гребные колеса. Машины, имевшие частоту вращения 70—500 об/мин, относились к машинам *средней быстрходности* и использовались для вращения гребного винта и привода электрогенераторов. Машины с частотой вращения выше 500 об/мин являлись *быстроходными*. Они чаще всего использовались для привода вспомогательных механизмов.

По давлению пара машины делились на *нормального давления* (до 1,8 МПа), *повышенного* (до 2,8 МПа) и *высокого* (свыше 2,8 МПа).

По направлению движения пара в цилиндре различались *переменно-точные*, *полупрямоточные* и *прямоточные* машины. В *переменно-точных* впуск и выпуск пара в цилиндры производился попеременно через одни и те же каналы. В *полупрямоточных* часть пара выпускалась через окна в стенках цилиндра, а оставшийся — через впускные каналы. В *прямоточных* пар двигался в одном направлении — от впускного клапана к выпускным окнам, открытием и закрытием которых управлял поршень рабочего цилиндра.

Помимо традиционных золотников, в начале XX в. в качестве органов парораспределения стали использоваться клапаны, приводимые в действие от специального вала. Первые *клапанные* стационарные установки появились в 1880-х гг. Они выпускались в горизонтальном исполнении. Первые две вертикальные клапанные машины мощностью по 590 кВт были применены в 1909 г. на пароходе «Дракон». К 1914 г. машины этого типа были установлены уже на 66 судах, а их общая мощность составляла около 60 000 кВт.

Клапанные машины по сравнению с золотниковыми имели ряд преимуществ. Среди них главными являлись более высокий механический КПД (91 % вместо 85—87 %), меньшие тепловые потери и величины мертвых пространств в цилиндрах, более удобная регулировка парораспределения. Их основные недостатки заключались в сложности конструкции клапанов и наличии в них пропусков пара из-за деформации при высоких температурах.

Схема парораспределения в клапанной машине двойного расширения показана на рис. 3.11. Два правых клапана использовались для подачи пара в ЦВД, средние служили для перепуска пара из ЦВД в ЦНД, левые — выпускали из ЦНД отработавший пар в конденсатор. Как правило, клапанные машины выполнялись по схеме компаунд, то есть в одном агрегате объединялись два двухцилиндровых блока, каждый из которых работал по рассмотренному выше принципу.

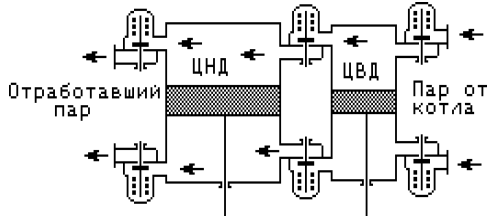


Рис. 3.11. Схема парораспределения клапанной машины

Конструкция парораспределительных клапанов ЦВД представлена на рис. 3.12. Распределительный вал 1 качался при помощи тяги эксцентрикового привода. При этом кулачковые шайбы 2 через ролики 3 и толкатели 4 приводили в движение штоки клапанов 5. Открытие клапана 6 вызывало поступление пара в полость цилиндра. Его закрытие обеспечивала пружина 7.

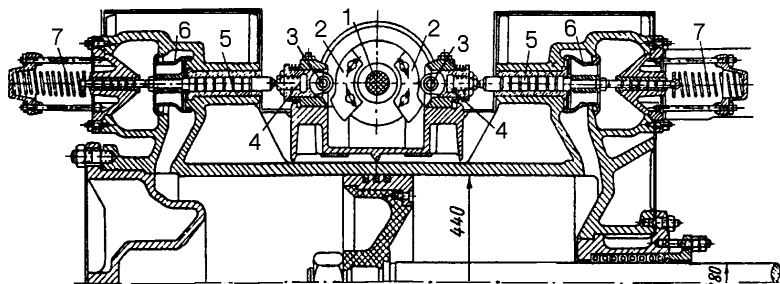


Рис. 3.12. Цилиндр клапанной машины

До 1940 г. на буксирных и пассажирских судах широкое применение находили наклонные золотниковые машины трехкратного расширения. На речных судах к концу 1950-х гг. наиболее распространены были наклонные клапанные машины двукратного расширения с мотыльями, расположенными под углом 90° . Завод «Красное Сормово» в 1930—1950-е гг. выпускал такие машины типов ПМ-5 и ПМ-6. Они предназначались для вращения гребных колес. До 1941 г. эти машины работали на паре с давлением 1,5 МПа и температурой перегрева 250 °С. После 1946 г. параметры пара были увеличены до 1,8 МПа и 300—320 °С. Размеры цилиндров машин составляли: ПМ-5 — 375, 800/800; ПМ-6 — 520, 1100/1200 и 475, 1000/1100, (в числителе указаны диаметры ЦВД и ЦНД, в знаменателе — ход поршня, мм).

Машина типа ПМ-6 показана на рис. 3.13. Она являлась безрамной, то есть не имела сплошной фундаментной рамы, служившей для размещения паровых цилиндров и укладки коленчатого вала. Четыре рамовых подшипника 2 соединялись посредством параллелей 3 с цилиндрами 1. Угол наклона цилиндров к горизонтали составлял $7,5^\circ$. Шток поршня уплотнялся сальником с металлической набивкой.

В машине применялся одноэксцентриковый привод парораспределительных клапанов, который при реверсировании переключивался вручную. Удельный расход пара при работе на номинальной нагрузке составлял $7,5—8,2$ кг/(кВт·ч). Мощность машины, в зависимости от размера цилиндров, достигала 300—450 кВт при частоте вращения вала 30—37 об/мин. Она оборудовалась поверхностным конденсатором с площадью охлаждения 40 м². Вакуум, равный 90—92 %, поддерживался при помощи двухступенчатого парового эжектора [43].

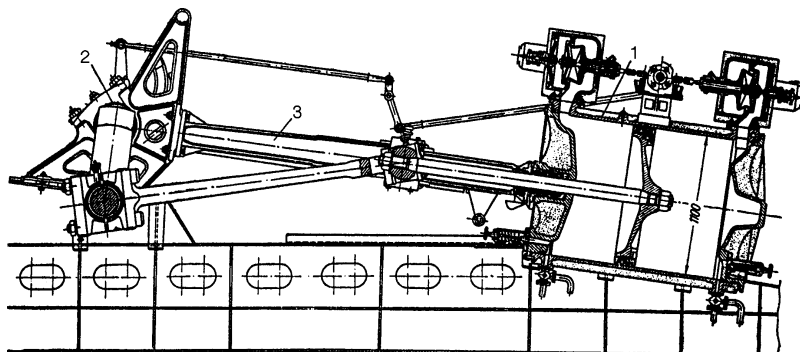


Рис. 3.13. Паровая машина ПМ-6

С конца 1920-х гг. на транспортных и рыбопромысловых судах широкое применение получили золотниковые безресиверные компаунд-машины двукратного расширения системы «Христиансен-Мейер». Они развивали мощность 300—1 500 кВт при частоте вращения коленчатого вала 75—125 об/мин и выпускались как с открытым, так и с закрытым картером. Машина этого типа, установленная на пароходе «Донбасс», показана на рис. 3.14.

Она была образована двумя блоками, каждый из которых состоял из ЦВД и ЦНД. Оба цилиндра обслуживались одним золотником парораспределения. ЦНД был выполнен полупрямоточного типа, удаление пара из него производилось через окна, расположенные в нижней части. Дополнительный выпуск осуществлялся золотником. Кривошипы коленчатого вала в блоке располагались под углом 180°; угол их заклинки между блоками был равен 90°. Машина сходной конструкции мощностью 1 250 кВт с частотой вращения 98 об/мин была использована на серии транспортных сухогрузных судов типа «Алтай», строительство которых для нужд рыбной промышленности СССР во второй половине 1950-х гг. производилось на польских верфях.

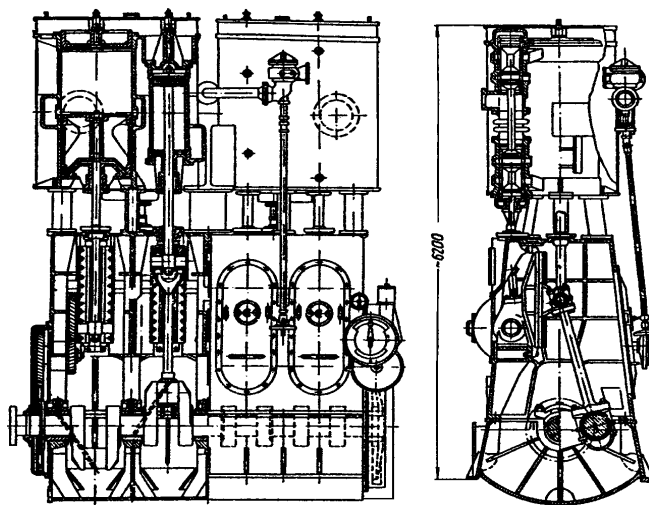


Рис. 3.14. Машина системы «Христиансен-Мейер»

Кроме машин с закрытым картером, производились агрегаты открытого типа. Всего выпускалось восемь моделей машин системы «Христиансен-Мейер». Удельный расход пара них был относительно невелик и равен 6,4—7,5 кг/(кВт·ч) при давлении пара 1,6 МПа

и температуре его перегрева 300—325 °С. В комбинированных установках он был еще ниже, достигая величины 5—5,7 кг/(кВт·ч) [43].

В 1940—1950-х гг. некоторое распространение получили вертикальные сдвоенные прямоточные безрешетчатые двигатели системы «Фридрихштадт». Производилось двенадцать их моделей с мощностями 200—2 200 кВт при частоте вращения 80—160 об/мин. На рис. 3.15 приведен поперечный разрез машины по одному из ЦНД. В отличие от системы «Христиансен-Мейер», машина «Фридрихштадт» является прямоточной, то есть она не имеет дополнительного выпуска пара из ЦНД через золотник.

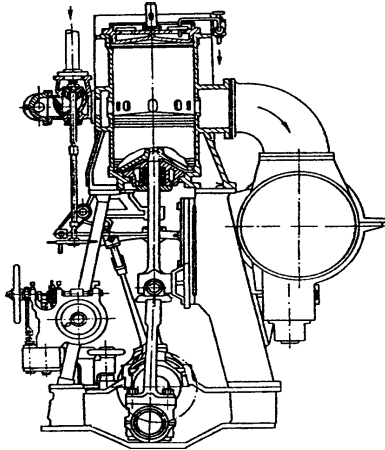


Рис. 3.15. Машина системы «Фридрихштадт»

Для предупреждения повышения давления сжатия выше давления перепуска пара из ЦВД, крышка и днище ЦНД выполнены полыми. Внутренние полости крышки и днища снабжены невозвратными клапанами, соединяющими их с соответствующими рабочими полостями цилиндра. При достижении в цилиндре предельного давления сжатия пар через перепускные клапаны перепускается из цилиндра в полость крышки, что увеличивает объем и снижает давление сжатия в цилиндре. Эти же клапаны служат для перепуска пара из ЦВД в ЦНД. Пар из полостей крышки и днища используется для подогрева питательной воды. Удельный расход пара составляет 5,8—6,7 кг/(кВт·ч). Машины системы «Фридрихштадт» мощностью 590—740 кВт с частотой вращения 115—130 об/мин в 1952—1957 гг. устанавливались на рыболовных траулерах I—IV серий польской и финской постройки.

Еще одним распространенным типом парового двигателя двукратного расширения являлись клапанные безрешетчатые открытые машины системы «Ленц», рис. 3.16. Они, так же как и предыдущие, состояли из двух блоков, каждый из которых снабжался отдельным распределительным валом с тремя кулачковыми шайбами. Впускные клапаны имели диаметр 170, перепускные — 230, а выпускные — 340 мм. Клапаны управлялись одноэксцентриковым приводом Клуга.

Машины выпускались четырьмя сериями, отличавшимися диаметрами цилиндров и ходом поршня. Их номинальная мощность лежала

в диапазоне 300—1 500 кВт при частоте вращения коленчатого вала 70—140 об/мин. В 1950—1960-х гг. эти машины устанавливались на серийных пароходах типа «Первомайск», «Коломна», «Рязань» и других. Они работали на перегретом паре с давлением 1,4 МПа и температурой 315 °С, расходуя его в количестве 6,7—7,0 кг/(кВт·ч).

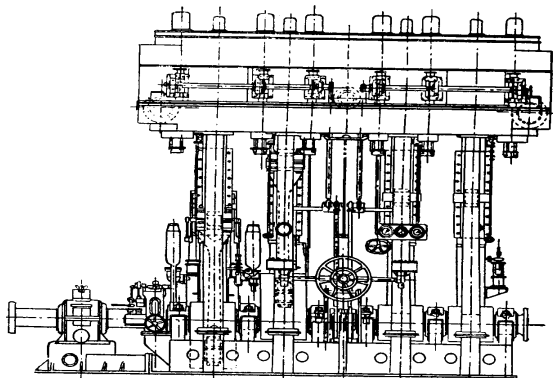


Рис. 3.16. Машина системы «Ленц»

Отечественная промышленность прекратила выпуск паровых машин в 1960 г. Последними морскими судами с паровыми машинами считаются буксиры, строившиеся в конце 1950-х гг. в Ленинграде. Они были оборудованы одновальными ЭУ мощностью 370 кВт. К 1965 г. общее количество судов с паровыми машинами не превышало 15 % [48]. В настоящее время паровые суда встречаются исключительно редко.

3.4. СМАЗКА ПАРОВЫХ МАШИН

Паровая машина смазывалась для уменьшения износа подвижных деталей и отвода от них тепла, а также для снижения затрат энергии на трение. Последние, с учетом потерь в подшипниках гребного вала и дейдвудном устройстве, превышали 20 % индикаторной мощности, развиваемой паровым двигателем [16].

В России резкий рост спроса на смазочные масла пришелся на 1850—1870 гг. Он совпал с быстрым развитием железнодорожного и водного транспорта. Так, в 1870 г. годовой расход масел на отечественных железных дорогах превысил 3 270 т [61]. Смазки, используемые в этот период на транспорте, были, в основном, импортными.

До появления минеральных масел машины смазывали продуктами, полученными из животных и растительных жиров. Применение

минеральных масел началось в 1870-х гг. Большинство их имело органические примеси. Чисто минеральное масло, преимущественно американского происхождения, имело низкое качество, быстро высыхало и окислялось, вызывая износ и нагрев подвижных частей машин.

Производство отечественных минеральных масел началось в 1870 г. на заводе Н. А. Соханского в Керчи. Кроме него, минеральные масла стал выпускать Фанагорийский завод А. Н. Новосельцева. В 1879 г. в Петербурге был пущен завод смазочных масел Ропса.

Так как кавказская нефть содержала меньше смолистых веществ и парафина, чем американская, то отечественные масла превосходили по качеству зарубежные аналоги. Проведенные в 1880 г. испытания показали, что американское масло имело начальную кислотность 0,8 %, а отечественное кислот не содержало. После 72-часового пребывания в паре кислотность импортного масла увеличилась до 3 %, а русско-го — осталась на прежнем уровне [16].

Минеральные масла, произведенные на отечественных заводах из остатков керосинового производства (мазута), имели существенные преимущества перед растительными и животными. Их недостатком являлась меньшая вязкость, снижающая смазывающую способность. Д. И. Менделеев и А. А. Летний предложили для повышения качества масел добавлять в них присадки, увеличивающие вязкость. В качестве одной из них рекомендовался китовый жир [45].

Выход смазочных материалов из-за несовершенства технологических процессов переработки нефти был невелик. В 1899 г. степень использования сырой нефти составляла всего 37—40 %. От этого количества на долю веретенного, машинного и цилиндрического масел приходилось лишь 2—3 %. В 1912 г. бакинские заводы извлекали только 36 % смазочных масел из того объема, который можно было получить [65].

Проанализировав опыт использования смазок на коммерческих судах Российского Общества пароходства и торговли (РОПиТ), канцелярия Морского министерства в 1871 г. дала указания провести опыты по применению минеральных смазочных масел на боевых кораблях. К началу XX в. на судах находили применение деревянное, растительное и минеральное масла или их смеси. Во многих случаях предпочтение отдавалось деревянному, как более вязкому и хорошо образующему эмульсию с водой. Стоимость смазочных масел в этот период достигала 7 руб. за пуд (1 пуд равен 16,3 кг) [53].

Смазка машины осуществлялась внутренней и внешней смазочными системами. Система *внутренней* смазки обеспечивала подвод мас-

ла к трущимся деталям, омываемым паром. *Внешняя* система обеспечивала подачу масла на части, не контактирующие с паром.

Для смазки отдельных частей использовались разные виды масел: цилиндровые (для полостей рабочих цилиндров); эмульгирующие и неэмульгирующие (для подшипников и других узлов). *Эмульгирующие* масла предназначались для одновременной смазки и охлаждения параллелей, эксцентриков, бугелей и упорных подшипников. *Неэмульгирующие* применялись в узлах, не требующих охлаждения водой.

На отечественном морском и речном флоте в 1920—1950-е гг. в цилиндрах машин, работающих на паре с температурой не более 350 °С, применялось масло цилиндровое марки 38. Для пара более высоких параметров использовалось масло «Цилиндровое 52» (Вапор). Внешняя смазка осуществлялась минеральными маслами марок Л, С, СУ, и Т, а также так называемым судовым. Последнее представляло собой смесь минерального и растительного масел; причем доля минерального достигала в ней 20 %. Присутствие растительного масла способствовало образованию стойкой водяной эмульсии, облегчавшей смазку и охлаждение подшипников, увеличивало прилипание жидкости к трущимся поверхностям.

Цилиндры машин, работавших на перегретом паре, смазывались при помощи пресс-масленок (лубрикаторов), имевших привод от коленчатого вала. В ранних конструкциях пресс-масленки подавали цилиндровое масло в специальный распылитель, устанавливаемый в паропроводе перед стопорным клапаном, перекрывавшем подачу пара к машине, рис. 3.17а. Такой способ смазки сопровождался повышенным расходом масла и приводил к загрязнению конденсата отработавшего пара. Попадание масла вместе с конденсатом в котел способствовало перегреву поверхности нагрева последнего и снижало его надежность.

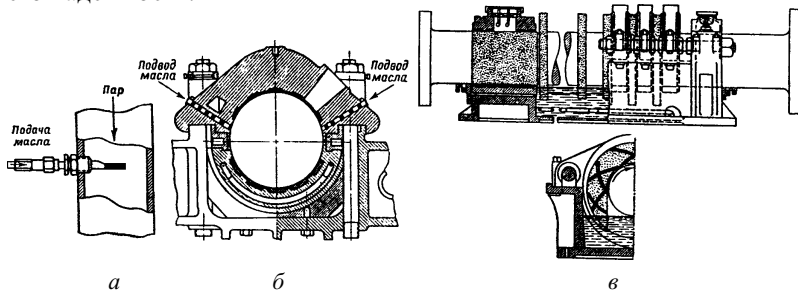


Рис. 3.17. Способы смазки узлов паровых машин

В более поздних конструкциях машин пресс-масленки обеспечивали подачу регулируемого количества вязкого масла непосредственно на внутреннюю поверхность цилиндра. Смазка на нее нагнеталась из нескольких штуцеров, снабженных невозвратными клапанами. Этот способ затем был использован в крейцкопфных дизелях.

Цилиндровое масло должно было хорошо выдерживать высокую температуру пара. В противном случае оно быстро испарялось, обугливалось, образовывало отложения нагара и вызывало повышенный износ трущихся поверхностей цилиндра и поршня. Поршневые штоки машин, работавших на перегретом паре, смазывались также при помощи лубрикатора, подававшего масло в уплотнение. Поршневые штоки машин, использовавших насыщенный пар, смазывались вручную при помощи мазка. Параллели покрывались маслом, захватываемым из ванны, подвешенной под ними. С целью снижения его расхода в ванну добавлялась вода.

Подшипники машин вначале смазывались вручную, фитилями, погружением в масляный объем. Позже стали применять смазку под давлением при помощи лубрикаторов, рис. 3.17б, и масляным клином посредством циркуляционной системы. Для удержания слоя жидкости на поверхности трущихся узлов фрезеровали сеть микроканалов. Вручную смазывали головные и мотылевые подшипники, детали приводов парораспределения. Бугели и эксцентрики могли частично погружаться в ванну, заполненную водомасляной эмульсией.

Рамовые и упорные подшипники машин старой конструкции имели фитильную или кольцевую смазку, рис. 3.17в. В первом случае масло подавалось при помощи фитилей, наподобие тех, которые используются в керосиновых лампах. Фитили изготовлялись из шерстяной пряжи или хлопчатобумажных ниток. Интенсивность подачи масла зависела от его уровня в масленке и толщины фитиля. Обычно она устанавливалась равной одной-трем каплям в минуту. Во втором случае смазка производилась латунным кольцом, нижняя часть которого погружалась в масляную ванну. При вращении вала кольцо захватывало масло и подавало его на поверхность вала.

Упорные подшипники (передававшие осевой упор гребного винта на корпус судна) машин, построенных до начала XX в., выполнялись многогребенчатыми. Они состояли из двух частей, рис. 3.18а: верхней *A* и нижней *B*, скрепленных между собой болтами *B*.

Упорные гребни вала размещались в семи кольцевых желобах. Крепился подшипник к корпусу судна при помощи шпилек. В случае

износа его положение регулировалось деревянными или железными клиньями, забиваемыми под опорную плиту. Верхняя часть подшипника отливалась вместе с масленкой Г, от которой к каждому кольцевому желобу подводилась отдельная трубочка с фитилем; отработавшее масло стекало по общему каналу Д.

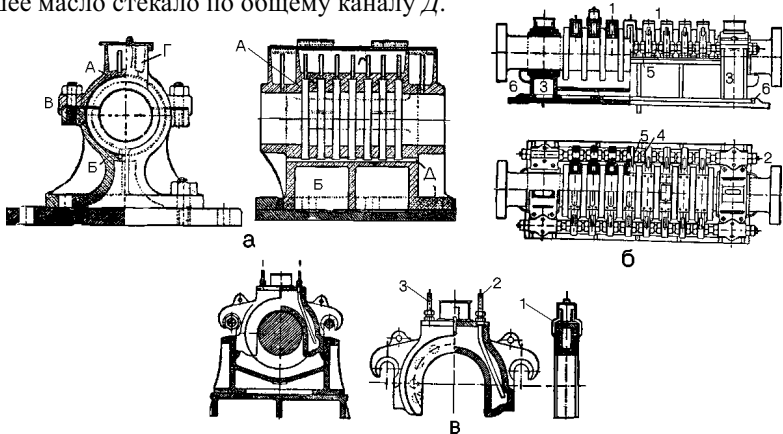


Рис. 3.18. Типы упорных подшипников

Небольшие подшипники изготавливались из бронзы, крупные — из чугуна или стали. Они имели вставные, общие для всех упорных гребней вала, вкладыши из бронзы или стали, залитые белым металлом. Для лучшего охлаждения вкладыши иногда отливались пустотелыми, внутри них циркулировала вода. Такие подшипники не позволяли порознь увеличивать или ослаблять нажатие между отдельными упорными гребнями и боковой стороной кольцевого углубления. При износе одного углубления, нагрузка на остальные увеличивалась, в результате чего подшипник быстро выходил из строя.

Избежать этого позволило применение подшипников с отдельными трущимися поверхностями, в которых между соседними упорными гребнями вала располагалась подковообразная скоба. В этом случае давление от каждого гребня воспринималось отдельной подковой. Такие устройства получили название *упорных подшипников Модслея*, рис. 3.18б. Их скобы 1 были надеты большим средним полукруглым отверстием на вал и крайними — на два стержня с резьбой 2, идущих вдоль вала и укрепленных в приливах 3. Каждая скоба крепилась на стержнях 2 при помощи двух пар гаек 5 и 4: по одной сзади и спереди. При износе какой-либо упорной скобы, ее передвигали вращением соответствующих пар гаек.

Подшипник Модслея внизу имел корытообразную форму, служившую поддоном для смазки и собиравшую воду, накапливающуюся при заливании. Каждая его упорная скоба снабжалась масленкой, к ней подводился трубопровод с водой. Скобы отливались из чугуна или стали, по бокам они были облицованы белым металлом (баббитом).

Масло из масленки по трубкам 1, рис. 3.18в, поступало на трущиеся поверхности скоб, на которых предусматривались зигзагообразные канавки, служившие для распределения смазки. Скобы имели охлаждение: охлаждающая вода поступала в их полости по трубкам 2 и выводилась по трубкам 3. Отверстия для крепежных болтов подшипника выполнялись овальными для того, чтобы его можно было передвинуть в продольном направлении при износе.

Машины более поздней постройки стали снабжать одnogребенчатыми упорными подшипниками *системы Митчеля* с гидродинамической смазкой, конструкция которых была аналогична тем, которые применяются в современных судовых дизелях. Принцип работы подшипника Митчеля заключается в том, что трение упорного гребня о металл поверхности заменяется внутренним трением упругой масляной пленки, введенной между обеими поверхностями и не допускающей их непосредственного соприкосновения.

Ручная подача смазки на узлы трения должна производиться каждые 30—40 минут, а при форсировке машины — в два раза чаще. Наблюдали за состоянием подшипников путем их ощупывания через каждые 15—20 минут. При увеличении температуры усиливали подачу смазки и учащали ощупывание. Если температура не снижалась, то подшипник охлаждали подачей воды. Если и эта мера не приводила к снижению температуры, то уменьшали нагрузку машины, продолжая интенсивное охлаждение. Перегрев параллелей предотвращался их смазкой водомасляной эмульсией.

С начала XX в. ручная и фитильная смазка, являвшиеся неэффективными и вызывавшими большой расход масла, стали заменяться *смазкой под давлением* при помощи пресс-масленок и *циркуляционной* специальными масляными насосами.

Появление машин с закрытым картером и развитие гидродинамической теории смазки, предложенной в 1883 г. профессором Н. Г. Петровым, привели к появлению *циркуляционных напорных* систем. Масло в них подавалось насосом вначале в рамовые подшипники, а от них через сверления в коленчатом валу — к мотылевым, так же как это принято сейчас в ДВС.