

Удельные расходы масла в мощных паровых машинах периода 1930—1950-х гг. составляли: на внешнюю смазку — 0,7—1,1, на внутреннюю — 0,4—0,5 г/(кВт·ч) [43].

3.5. КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБОПОРШНЕВЫЕ УСТАНОВКИ

Комбинированной турбопоршневой пароэнергетической установкой называют сочетание поршневой машины и паровой турбины. Они появились в начале XX в. Их особенностью являлось параллельное включение двигателей по пару.

Первая установка такого типа была спроектирована в 1903 г. Ч. Парсонсом для английского миноносца «Велокс». Миноносец был оборудован четырехвальной ЭУ, средние гребные валы которой вращали турбины высокого давления, а бортовые — турбины низкого давления и поршневые машины мощностью 74 кВт [86]. Машины обеспечивали реверс, маневры и малый ход корабля; на других режимах они отключались от валов при помощи муфт. На полный ход работали только турбины.

В 1903 г. появился еще один миноносец с подобной ЭУ — «Каролина». Он имел три гребных вала: бортовые приводились в действие турбинами, средний — поршневой машиной, работавшей на малом и заднем ходах. В 1904 г. этот миноносец под названием «Ласточка» вошел в состав Балтийского флота и стал первым отечественным паротурбинным кораблем.

Выбор такой схемы для ЭУ миноносцев диктовался тем, что турбины, работавшие на малых нагрузках, имели низкую экономичность. Их КПД достигал максимальных значений при мощностях, близких к номинальной, то есть, — на режимах полного хода.

В начале второго десятилетия XX в. были созданы комбинированные установки, в которых более полно сочетались положительные свойства обоих двигателей: поршневая машина использовалась с максимальным эффектом в области высоких давлений пара, а турбина — в области пониженного давления. В них поршневая машина и турбина включались по пару последовательно: вначале он расширялся в машине, а затем — продолжал расширение в турбине.

Наличие в составе ЭУ турбины отработавшего пара обеспечило снижение давления в конденсаторе до 0,003—0,005 МПа. Это позволяло более полно использовать способность пара к расширению, значительно увеличить мощность установки и повысить ее экономичность.

К концу 1940-х гг. сложились три основных вида комбинированных турбопоршневых установок:

- *турбодвигательные*, в которых мощность турбины отработавшего пара передавалась валу при помощи гидрозубчатой передачи;
- *турбоэлектрические*, с турбиной отработавшего пара, приводившей в действие генератор электрического тока;
- *турбокомпрессорные*, в которых турбина вращала компрессор, сжимавший пар, предварительно отработавший в ЦВД машины, перед подачей его в ЦНД.

Наиболее широкое применение нашли первые два вида комбинированных установок. Турбина отработавшего пара в них развивала 20—30 % мощности поршневой машины.

Первая комбинированная турбопоршневая установка с последовательным включением машин и турбин по пару была установлена в 1907 г. на английском пароходе «Отаки» водоизмещением 950 т. Ее схема представлена на рис. 3.19. Суммарная мощность паровых машин и

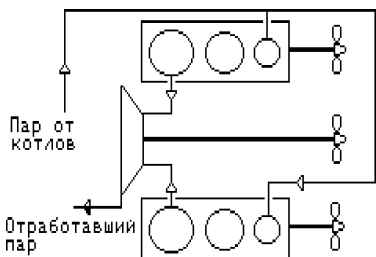


Рис. 3.19. Комбинированная ЭУ парохода «Отаки»

турбины отработавшего пара составляла 2 465 кВт. Пар от котлов поступал вначале в две машины тройного расширения, а затем перепускался в турбину, приводившую во вращение средний гребной вал. Экономичность этой комбинированной ЭУ оказалась на 11 % выше, чем у однотипного парохода «Орари», состоявшей только из поршневых машин [86].

В последующие годы комбинированные турбопоршневые ЭУ применялись на судах различных назначений. На печально знаменитом британском лайнере «Титаник», построенном в 1912 г., главная ЭУ состояла из двух машин тройного расширения и прямодействующей турбины, приводимой в действие отработавшим паром машин. Машины лайнера имели по четыре цилиндра: один ЦВД, один ЦСД и два ЦНД. Их диаметры были равны 1 371, 2 133 и 2 464 мм соответственно, ход поршня составлял 1 905 мм. Машины, развивавшие мощность по 11 100 кВт, вращали винты диаметром 7,2 м. Пар с давлением 1,4 МПа поступал к ним от 25 котлов с угольным отоплением. В турбине мощностью 11 800 кВт расширялся пар с начальным давлением 0,16 МПа, выходящий из ЦНД. Аналогичными

энергетическими установками были оборудованы однотипные лайнеры — «Британик» и «Олимпик».

С начала 1930-х гг. на транспортных и рыболовецких судах получили распространение комбинированные установки с гидрозубчатой передачей, имевшие двухступенчатый редуктор и гидравлическую муфту. Их схему впервые предложили в 1916 г. германские инженеры Бауэр и Вах, поэтому она получила название «системы Бауэр-Ваха», рис. 3.20а. Турбина отработавшего пара 1 работала только на передний ход и при реверсировании паровой машины отключалась. Ее мощность передавалась на гребной вал через зубчатую передачу, одно из колес которой представляло собой корпус гидромуфты 2. Пар, отработавший в машине, подводился к турбине через клапан переключения 3. На маневрах он перепускался мимо турбины в конденсатор. На маневрах он перепускался мимо турбины в конденсатор, при этом гидромуфта вращалась вхолостую.

Турбина подключалась после выхода поршневой машины на установившийся режим работы. Для этого гидромуфта постепенно заполнялась маслом. Это обеспечивало медленное увеличение частоты вращения турбины от вала машины. При достижении заданных оборотов турбины клапан переключения подавал в нее пар, он же открывал выход пара в конденсатор. Мощность, развиваемая турбиной, передавалась на гребной вал.

Схема расположения механизмов, составляющих комбинированную турбопоршневую установку с паровой машиной трехкратного расширения, показана на рис. 3.20б.

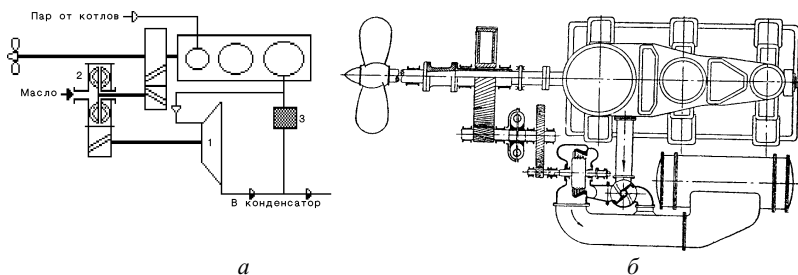


Рис. 3.20. Комбинированная установка системы «Бауэр-Ваха»

Расход пара в установках с гидрозубчатой передачей был существенно ниже, чем в обычных, и составлял 4,5—5,0 кг/(кВт·ч), а их экономичность на 20—25 % превышала экономичность традиционных поршневых машин тройного расширения. На пароходах типа «Коломна» при включении турбины удельный расход пара снижался на 24 %.

Комбинированные установки Бауэр-Ваха стояли на отечественных паровых рыболовных траулерах германской и финской постройки.

План машинного отделения судна, оборудованного комбинированной пароэнергетической установкой, приведен на рис. 3.21.

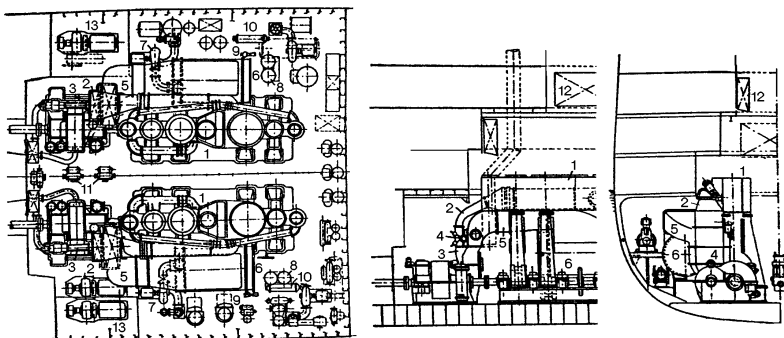


Рис. 3.21. Расположение установки системы Бауэр-Ваха:

1 — главные машины; 2 — турбины отработавшего пара; 3 — паропроводы; 4 — клапаны переключения; 5 — отвод пара; 6 — конденсаторы; 7, 8 — циркуляционные и мокровоздушные насосы; 9—13 — вспомогательные механизмы

Кроме гидрозубчатых, некоторое распространение в комбинированных установках получили другие передачи. На нескольких судах турбина соединялась с гребным валом зубчато-цепной передачей. Мощность турбины передавалась на вал через редуктор, первая ступень которого выполнялась как зубчатая передача, а вторая — в виде цепи с натяжным механизмом. Амортизатором была спиральная пружина, установленная на зубчатом колесе, соединенном с валом машины.

Наиболее простой оказалась комбинированная установка с турбокомпрессором, схема которой приведена на рис. 3.22. Турбина отработавшего пара / приводила компрессор

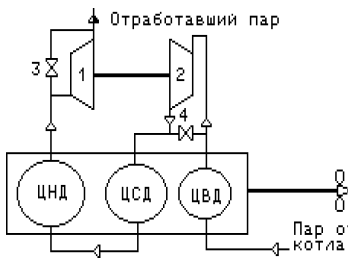


Рис. 3.22. Установка с компрессором

2, сжимавший пар, вышедший из ЦВД. В ЦСД поступал пар с давлением, повышенным на 0,2—0,3 МПа. Это увеличивало мощность машины. При маневрах турбокомпрессор не отключался. Во время прогрева машины отработавший пар через переключатель 3 сбрасывался в конденсатор, а пар из ЦВД перепускался в ЦСД через клапан 4. Турбокомпрессор являлся

саморегулируемым: изменение нагрузки его турбины соответствовало изменению расхода пара. Экономичность установки была ниже, чем с гидрозубчатой передачей, из-за невысокого КПД турбокомпрессора. Подобная установка была применена на пароходе «Эрнст Тельман».

На нем утилизационная турбина, работавшая при давлении на входе 0,13—0,14 МПа с частотой вращения 6 500—8 000 об/мин, непосредственно соединялась с центробежным семиступенчатым компрессором, пар к которому подводился от ЦВД. После сжатия в компрессоре, пар направлялся в ресивер, имевший разделительную перегородку с невозвратными клапанами. Удельный расход пара в этой ЭУ при включении компрессора снижался на 13—17 %.

Кроме рассмотренных выше, в 1920—1940-х гг. существовали комбинированные установки с пружинными муфтами, реверсивными турбинами, электрическими генераторами, обеспечивающими работу вспомогательных механизмов, электрическими передачами мощности, с использованием электрических перегревателей пара, расположенными в ресивере между ЦВД и ЦСД поршневой машины. Экономичность этих установок оказалась ниже, чем с гидрозубчатой передачей, поэтому широкого распространения они также не получили.

Крупнейшими отечественными рыбопромысловыми судами с комбинированными турбопоршневыми установками являлись плавучие базы проекта В62/1 «Северодвинск». Головное судно этой серии было построено в 1958 г. в Польше. Главная энергетическая установка плавбазы включала две поршневые машины мощностью по 1 361 кВт и две турбины отработавшего пара мощностью по 478 кВт каждая.

3.6. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Вспомогательные паровые машины различной мощности использовались на судах для привода вентиляторов, насосов, палубных и промысловых механизмов, генераторов электрического тока. Они были, как правило, золотниковыми, однократного расширения с одним или двумя цилиндрами и имели вертикальное исполнение. Особенностью вспомогательных паровых машин являлось то, что они работали с противодавлением, то есть выпуск отработавшего пара из цилиндров происходил при давлении 0,2—0,3 МПа. Тепло пара использовалось для подогрева питательной воды котлов, позволяя повысить общий КПД пароэнергетической установки.

На рис. 3.23. представлен продольный разрез одноцилиндровой машины, использовавшейся в качестве привода электрогенератора. Ее эффективная мощность составляла 18,4 кВт при частоте вращения коленчатого вала 600 об/мин. Машина работала на перегретом паре с давлением 1,4 МПа и температурой 270 °С. Его удельный расход составлял 24—30 кг/(кВт·ч), то есть почти в пять раз превышал величину, характерную для главных машин. Давление отработавшего пара достигало 0,3 МПа. Машина имела закрытый картер, ее движущиеся части смазывались под давлением от циркуляционной системы. Парораспределением управлял цилиндрический золотник. Мощность регулировалась при помощи осевого центробежного регулятора, управлявшего золотниковым приводом с переменным эксцентриситетом. Равномерность вращения коленчатого вала обеспечивал массивный маховик. Весила машина около 600 кг.

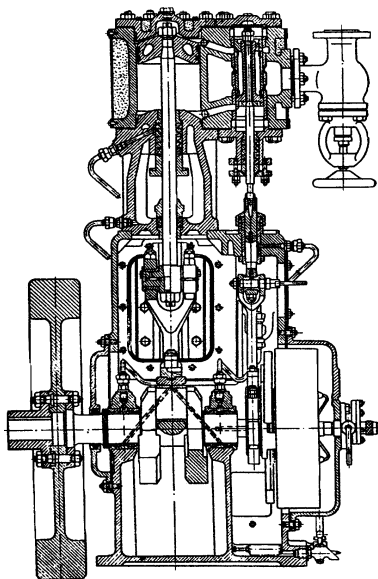


Рис. 3.23. Вспомогательная паровая машина

В начале 1930-х гг. на паровых судах появились быстроходные паровые двигатели специальной конструкции, имевшие небольшие габариты и высокую удельную мощность. Они получили название *паромоторов*. Первый отечественный паромотор был создан в 1934 г. К конструктивным особенностям паромоторов относились наличие закрытых картеров, КШМ тронкового типа, принудительной смазки деталей движения. Они работали на паре с высокими параметрами: давлением 33,5 МПа и температурой 380—450 °С.

На рис. 3.24 [82] показана конструкция шестичилиндрового звездообразного паромотора простого действия мощностью 221 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2 500 об/мин. Диаметр его цилиндров равен 125, ход поршня — 120 мм. Пар в цилиндры подавался через клапаны, открываемые кулачной шайбой. Удалялся отработавший пар через окна во втулке цилиндра, перекрываемые телом поршня.

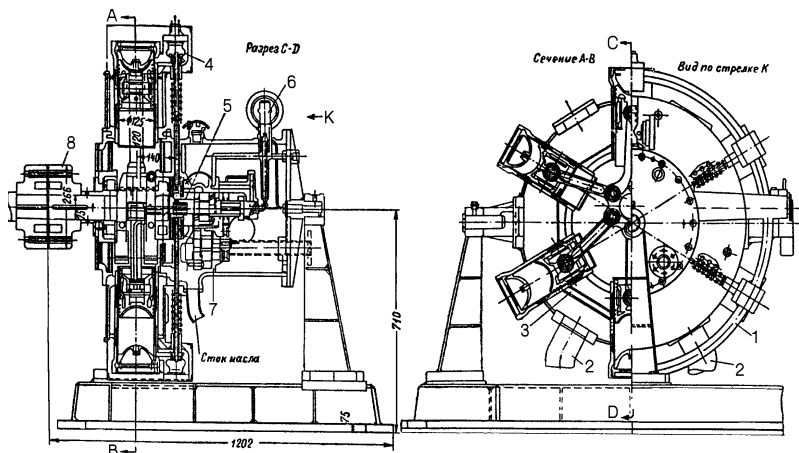


Рис. 3.24. Звездообразный паромотор:

1, 2 — подвод и отвод пара; 3 — отсос протечек пара и конденсата; 4 — клапан впуска пара; 5 — кулачковая шайба; 6 — распределительный вал; 7 — масляный насос; 8 — муфта

Недостаточная надежность таких устройств стала причиной того, что более широкое распространение получили конструкции паромоторов с однорядным вертикальным расположением цилиндров. По устройству они напоминали двигатели внутреннего сгорания. Общими недостатками всех типов паромоторов являлись значительная конденсация в цилиндрах, попадание пара в картер и возможность его загрязнения смазочным маслом.

Использование паровых поршневых машин для привода судовых вспомогательных механизмов продолжалось до начала 80-х гг. XX в. Эти механизмы, как правило, были установлены на устаревших судах более ранней постройки.

ГЛАВА 4. СУДОВЫЕ ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Сравнительные характеристики паровых турбин и поршневых машин. Два направления в развитии турбинной техники: активные и реактивные турбины. Работы Г. Лаваля и Ч. Парсонса. Первые паротурбинные корабли и суда. Этапы эволюции паротурбинных установок (ПТУ): переход от прямодействующих турбин к турбозубчатым агрегатам и электропередачам, повышение быстроходности, рост параметров пара и использование его промежуточного перегрева.

Особенности развития отечественного паротурбостроения в начале XX в. Примеры конструктивного выполнения различных ПТУ периода 1920—1970-х гг. Совершенствование тепловых схем ПТУ как средство повышения их экономичности. Вспомогательные турбомеханизмы, область их использования. Направления развития схем конденсатно-питательных систем ПТУ и их элементов.

4.1. ПОЯВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

К концу XIX в. судостроителям стало ясно, что паровые поршневые машины практически достигли верха совершенства. Возросшие энергетические потребности судо- и кораблестроения требовали создания более мощного и экономичного двигателя. Таким двигателем суждено было стать паровой турбине.

В отличие от поршневой машины, являющейся двигателем периодического действия, турбина представляет собой непрерывно работающий роторный механизм. Степень расширения пара в ней существенно больше, чем в поршневой машине, в которой она ограничена размерами цилиндров. При равном расходе пара одинаковых параметров мощность и экономичность турбины выше, чем машины.

Античным прообразом паровой турбины принято считать *золипил* Герона Александрийского, рис. 4.1, состоявший из сосуда 1, заполненного водой, и полого шара 3 со специальными трубками (соплами) 4 и 5. При нагревании сосуда разведенным под ним огнем вода испарялась, пар через стойки поступал во внутреннюю полость шара. Вытекающие из сопел струи пара приводили шар во вращение. Понятно, что подобное устройство вряд ли могло найти практическое применение.

Свыше полутора тысяч лет после создания золипила никто не предпринимал попыток использовать энергию водяного пара. И вот в 1629 г.

в книге под названием «Различные машины», автором которой являлся некий Джованни Бранка, появилось описание установки для привода механической мельницы, рис. 4.2. В качестве парового котла в ней использовалось медное изображение человеческой головы, наполненное водой. Вытекающая из его рта струя пара направлялась на колесо с лопатками. Под действием струи колесо должно было вращаться и через систему передач приводить в действие мельницу. О том, были реализован проект Бранка, история умалчивает.

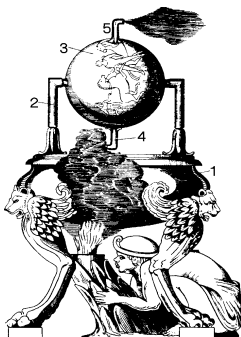


Рис. 4.1. Эолипил

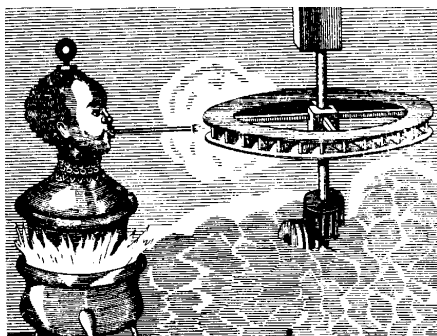


Рис. 4.2. Установка Дж. Бранка

В 1769 г. возможность постройки паровой турбины рассматривал Дж. Уатт. Имеются сведения о том, что в 1806—1813 гг. механик алтайского Сузунского завода Поликарп Залесов строил модели паровых турбин. В 1815—1825 гг. нижнетагильские механики, отец и сын Черепановы, пытались применить построенную ими турбину на паровозе. Полученные результаты не оправдали ожиданий, и турбина как возможный двигатель для паровоза ими больше не рассматривалась.

Развитие паровых турбин в начале XIX в. сдерживалось отсутствием подходящих материалов для изготовления их быстровращающихся тяжелонагруженных деталей, недостаточным уровнем развития машиностроения, слабой изученностью физических свойств пара и особенностей его истечения.

В середине XIX в. некоторое применение нашли так называемые «коловратные машины», то есть паровые двигатели с вращающимися поршнями. Схема работы коловратной машины

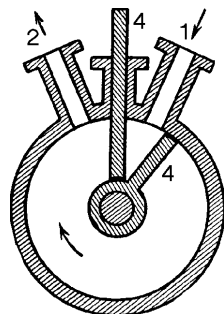


Рис. 4.3. Коловратная машина:
1, 2 — вход и выход пара; 3 — поршень;
4 — заслонка

показана на рис. 4.3. Такие устройства в судовых условиях использовались для привода различных насосов.

Первую паровую турбину, пригодную к практическому использованию, в 1883 г. предложил шведский изобретатель Карл Густав Лаваль. Его установка, работавшая по реактивному принципу, представляла собой бронзовую S-образную трубку, насаженную на полый вал. Через вал в трубку шел пар. Эта «турбина», вращавшаяся с частотой до 42 000 об/мин, была крайне неэкономична. Попытки улучшить ее окончились безуспешно. В 1888 г. Лаваль начал работу над активной турбиной.

В активной турбине расширение пара от начального давления до конечного протекало в одном сопле или группе сопел, расположенных в общем корпусе и установленных перед рабочими лопатками вращающегося диска. Снижение давления пара в соплах сопровождалось уменьшением его энтальпии, при этом возрастала скорость течения. Кинетическая энергия струи, воздействовавшей на рабочие лопатки, совершала работу на валу. Давление пара на входе в рабочие лопатки и за ними поддерживалось одинаковым. Форму сопла, в котором расширялся пар, предложил Лаваль. В настоящее время она широко используется в турбостроении и реактивной технике.

Первую работоспособную активную турбину Лаваль создал в 1889 г. Она вращалась с частотой до 35 000 об/мин и для согласования с исполнительными механизмами требовала применения понижающего редуктора. В 1893 г. на Всемирной выставке в Чикаго изобретатель демонстрировал агрегат мощностью 3,7 кВт.

Продольный разрез активной турбины Лавала мощностью 30 кВт представлен на рис. 4.4а. Она имела вал 5 с насаженным на него диском 4 с рабочими лопатками. Вал вращался в подшипниках 6 и 7.

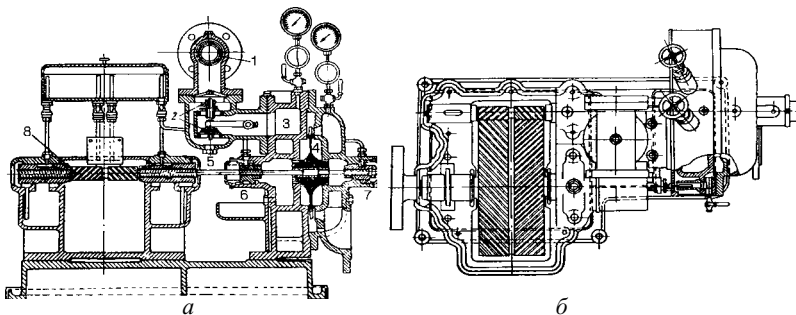


Рис. 4.4. Одноступенчатая турбина Г. Лавала

Перед рабочими лопатками размещались сопла, установленные в полости 3, к которым через патрубок 1 и двухседельный клапан 2 подводился пар. Турбина соединялась с генератором посредством редуктора 8, образованного шевронными шестернями.

Одноступенчатые турбины Лавала имели ограниченную мощность (не более 350 кВт) и высокую частоту вращения. Последнее обстоятельство требовало применения в установке громоздкого редуктора, рис. 4.4б, размеры и масса которого значительно превосходили соответствующие показатели самой турбины. Это являлось главным препятствием к широкому использованию подобных агрегатов. Несмотря на создание в 1889 г. многоступенчатой турбины, рис. 4.5, изобретение Лавала вскоре было вытеснено другими, более удачными конструкциями. Одной из них стала установка англичанина Чарльза Парсонса, пошедшего по пути создания реактивных турбин.

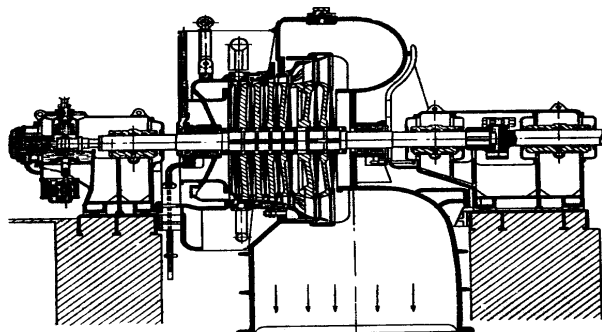


Рис. 4.5. Многоступенчатая турбина Лавала

В 1884 г. Парсонс получил патент на многоступенчатую турбину со ступенями давления. В ней расширение пара протекало как в каналах между неподвижными направляющими, так и между вращающимися рабочими лопатками. В 1885 г. это устройство было построено. Его мощность составляла всего 4,4 кВт при частоте вращения ротора 1 000 об/мин. Турбина, рис. 4.6, через прямую передачу вращала электрогенератор. Конструкция оказалась вполне удачной, после устранения отдельных недостатков ее запустили в массовое производство. К 1890 г. на заводе фирмы «Кларк, Чапмен, Парсонс и К^о» было построено около трехсот подобных турбин.

В 1900 г. американский инженер Ч. Кертис впервые предложил паровую турбину с одной ступенью давления и несколькими

ступенями скорости. Изобретение Кертиса вскоре стало широко использоваться в различных конструкциях главных и вспомогательных судовых турбин.

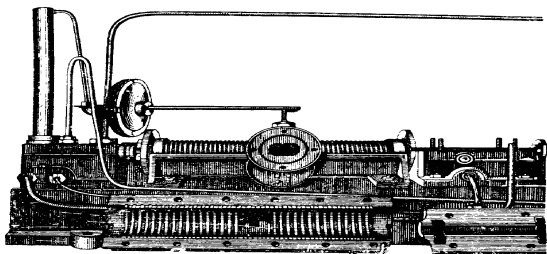


Рис. 4.6. Реактивная турбина Ч. Парсонса

Работы по созданию турбин велись и в Германии. Здесь в 1910 г. братья Юнгстрем разработали оригинальную *радиальную* турбину, рис. 4.7. В отличие от *осевых* машин Лавалья и Парсонса, в которых пар

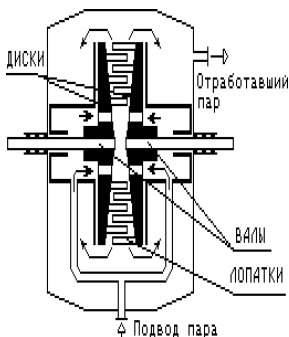


Рис. 4.7. Турбина системы Юнгстрем

двигался вдоль оси вращения, в радиальной его поток шел в направлении, перпендикулярном валу. Справедливости ради следует заметить, что первую турбину такого типа наш соотечественник П. Д. Кузьминский предложил еще в 1892 г. Радиальные турбины на судах применялись редко. Несмотря на то, что в 1920-х гг. было построено несколько десятков судов, оборудованных такими установками с мощностями до 2 200 кВт, широкого применения ввиду сложности обслуживания они не нашли [40].

Первой в судовых условиях использовали турбину Парсонса. В 1894 г. созданная им «Компания судовых паровых турбин» построила экспериментальное судно «Турбиния». Благодаря высоким массогабаритным характеристикам турбин, на судне водоизмещением всего 44,5 т разместились двигатели мощностью почти 1 500 кВт [86]. Они работали на насыщенном паре с давлением 1,5 МПа, расходуя его в количестве 18 кг/(кВт·ч).

Во время испытаний «Турбинии» ее строители впервые столкнулись с явлением кавитации гребного винта, сопровождавшимся резким падением его КПД и невозможностью достижения судном проектной скорости. Оптимальная схема гребной установки «Турбинии» была определена опытным путем, для чего потребовалось сменить

десять вариантов конструкций винтов. В окончательном варианте первое в мире турбинное судно имело трехвальную ЭУ, каждый гребной вал которой приводился в действие отдельной турбиной с частотой вращения 2 000 об/мин. На валу имелось по три последовательно расположенных винта.

Демонстрация первого турбохода состоялась в 1897 г. на военноморском параде. Максимальная скорость «Турбинии» достигала 34,5 узла, что на 7 узлов превышало ход самых быстрых боевых кораблей того времени — эскадренных миноносцев с поршневыми паровыми машинами. Результаты испытаний по достоинству оценило британское Адмиралтейств. Оно вскоре заказало Парсонсу турбинные установки для контрминоносцев «Вайпер» и «Кобра» с мощностью по 8 500 кВт и частотой вращения 1 500 об/мин. Эти корабли были построены в 1900 г., но прослужили недолго — в следующем году оба потерпели аварии и погибли.

Несмотря на эту неудачу, строительство английских турбинных кораблей продолжалось. В 1904 г. на воду был спущен турбинный крейсер «Аметист», а в 1906 г. за рекордно короткий срок был создан знаменитый корабль «Дредноут», ставший родоначальником целого класса так называемых «линейных кораблей дредноутного типа».

Для окончательного выяснения вопроса о преимуществе турбинной пароэнергетической установки перед поршневой, британское Адмиралтейство в 1904 г. организовало сравнительные испытания двух однотипных крейсеров с водоизмещением 3 050 т с трехвальными ЭУ: уже известного турбинного «Аметист» и поршневого «Топаз».

В результате опытов выяснилось, что удельный расход топлива в турбинной установке, начиная со скорости хода 15 узлов, значительно меньше, чем в поршневой. По мере роста скорости эта разница увеличивалась. Кроме того, мощность турбин в 1,35 раза превысила мощность поршневых машин и обеспечила «Аметисту» скорость на 1,8 узла выше, чем «Топазу» [87].

С начала XX в. активное строительство паротурбинных боевых кораблей развернулось в большинстве промышленно развитых государств: первый французский турбинный миноносец был создан в 1903 г., в следующем году началась работа над турбоходами в Германии. Первым российским турбинным судном стал уже известный миноносец «Ласточка», построенный в Англии в 1903 г.

Скорость этого корабля достигала 27 узлов. ЭУ «Ласточки» состояла из двух активных турбин общей мощностью 1 470 кВт с частотой

вращения 1 300 об/мин и поршневой паровой машины мощностью 185 кВт. В мае 1905 г. «Ласточку» включили в состав 10-го дивизиона миноносцев Балтийского флота в качестве учебного корабля морского инженерного училища. Так она стала школой для турбинистов российского императорского флота.

Первое гражданское судно с паровой турбиной в качестве главного двигателя было построено в 1901 г. Им стал английский пассажирский турбоход «Король Эдуард». Турбоход водоизмещением 650 т и мощностью ЭУ 2 570 кВт развивал скорость хода до 20,5 узлов.

Наиболее мощными турбинами в период 1904—1908 гг. оборудовались крупнотоннажные пассажирские лайнеры. Так, мощность ЭУ трансатлантических лайнеров «Лузитания» и «Мавритания», построенных в 1906 г., достигала 52 000 кВт. Такая огромная мощность обеспечивала гигантам водоизмещением 40 000 т скорость полного хода 26 узлов. Производство пара для турбин лайнеров обеспечивали 25 огнетрубных котлов. Удельный расход топлива (угля) составлял 0,816 кг/(кВт·ч), что соответствовало эффективному КПД ЭУ, равному 15,1 %. Как видно, экономичность этих турбин лишь немного превышала экономичность паровых машин.

Первые многоступенчатые турбины Парсонса были *тихоходными*. Они имели частоту вращения 400—600 об/мин и применялись для непосредственного привода гребного винта без использования каких-либо промежуточных передач. Такие турбины получили название *прямодействующих*.

Одним из главных факторов, влияющих на экономичность турбины, является соотношение между скоростями проходящего пара и турбинных лопаток. Последнюю, зависящую от частоты вращения ротора, приходилось ограничивать для получения приемлемого КПД гребного винта, снижения кавитации, вибрации корпуса судна и уменьшения шума. Такое ограничение понижало экономичность турбины. Уменьшения частоты вращения гребного винта при той же величине окружной скорости лопаток можно было достичь увеличением диаметра ротора. Но этот путь сопровождался ростом габаритов и массы агрегатов, поэтому прямодействующие турбины были громоздкими и тяжелыми.

Чтобы получить при низких частотах вращения оптимальную окружную скорость, следовало строить турбины с большим количеством ступеней и значительным диаметром ротора. Так, на «Лузитании» частота вращения винтов составляла 200 об/мин, а диаметр корпуса

турбины низкого давления достигал 4,69 м при длине 7,5 м. Высота турбинной лопатки последней ступени была равна 0,56 м, а ротор турбины весил 126 т [2].

Количество турбинных ступеней резко сократилось после увеличения окружной скорости лопаток. В прямодействующих агрегатах ее средняя величина составляла 30—60 м/с, а число ступеней достигало 150—200. В 1920-х гг. окружная скорость лопаток была повышена до 100—160 м/с, в следующем десятилетии она возросла до 250 м/с, а после второй мировой войны достигла 350—400 м/с [40]. Это позволило строить *быстроходные* турбины с небольшим числом ступеней, обладавшие меньшим размером и весом. Передача вращения на гребной винт в установках с такими турбинами осуществлялась при помощи зубчатых или электрических передач.

В отличие от высокооборотной турбины Лавалья, которая не нашла применения именно из-за необходимости установки громоздкого редуктора, снижающего частоту ее вращения до величины, приемлемой для использования, новые турбины вращались значительно медленнее. Это обстоятельство позволило применить в составе паротурбинной установки (ПТУ) компактный редуктор с небольшим передаточным числом. Его наличие компенсировалось снижением размеров и массы самих турбин. Подобное сочетание турбины и редуктора получило название *турбозубчатый агрегат* (ТЗА).

Первый ТЗА в 1910 г. Парсонс установил на пароход «Веспасиан» взамен поршневой машины в ходе его модернизации. Передаточное число редуктора ТЗА составляло 20. Экономичность ЭУ «Веспасиана» после модернизации повысилась на 15 %.

Масса первых ТЗА превышала массу прямодействующих турбин аналогичной мощности на 8—10 %, но впоследствии она была уменьшена. После 1910 г. большинство строившихся турбинных судов коммерческого флота с механической передачей на винт оборудовались турбозубчатыми агрегатами.

Кроме непосредственной передачи мощности и использования ТЗА, применение находили и другие виды передач от турбины к гребному винту. Первым турбоходом с *электрической передачей* стало германское судно вспомогательного флота «Вулкан», построенное в 1908 г. В этом же году в США появилась серия пожарных спасателей, имеющих установки аналогичной конструкции. В 1915 г. в США электрические передачи мощности были использованы в ходе создания серии линейных кораблей. Главными достоинствами таких передач являлись

высокая маневренность и надежность, а также отсутствие специальной турбины заднего хода. Схема паротурбинной ЭУ с электрической передачей показана на рис. 4.8.

Так к началу второго десятилетия XX в. сложились два основных направления развития судовых паротурбинных установок: турбозубчатые агрегаты и электрическая передача мощности на гребной винт.

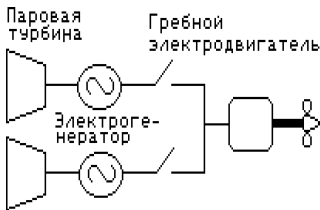


Рис. 4.8. Турбинная установка с электропередачей

Первые находили применение преимущественно на транспортных судах, вторые наиболее широко использовались на судах специального назначения: ледоколах, буксирах, спасателях, атомоходах.

С окончанием первой мировой войны судовое турбостроение стало развиваться высокими темпами. Этому способствовали преимущества турбин по сравнению с паровыми машинами

(более высокие мощность и экономичность, а также удобство для обслуживания). Уже у первых ТЗА КПД достигал 20 %, то есть был на 5—6 % выше, чем у наиболее совершенных поршневых машин. Агрегатная мощность турбин к этому времени возросла до 30 000—45 000 кВт и более, в то время как поршневые машины с мощностями более 3 000—5 000 кВт не строились. Количество поршневых машин, устанавливаемых на суда, с 1920-х гг. начинает неуклонно снижаться. Одновременно у парознергетических установок в области малых и средних мощностей появляется серьезный конкурент — дизель.

Кратковременный ренессанс паровой поршневой машины приходится на годы второй мировой войны (1939—1945 гг.). В этот период строилось большое количество транспортных судов с относительно дешевыми и надежными машинами, требовавшими меньше внимания со стороны обслуживающего персонала.

Динамика развития различных типов судовых двигателей в течение 1928—1958 гг. представлена в табл. 4.1 [50] и на рис. 4.9.

Таблица 4.1

Годы	Общий тоннаж,		Тоннаж судов по типам двигателей:				
	млн рег. т	%	ДВС	ПМ	Комб. ЭУ	ПТУ с ТЗА	ПТУтурбозл.
1928	65,16	100	8,3	70,6	1,3	19,6	0,2
1938	6,67	100	22,8	59,0	4,0	13,5	0,7
1948	80,29	100	21,4	52,5	2,1	17,0	7,0
1958	118,03	100	39,1	29,1	1,8	24,7	4,5



Рис. 4.9. Динамика развития различных типов СЭУ:

1 — паровые поршневые машины; 2 — ДВС; 3 — ПТУ с ТЗА; 4 — ПТУ с электропередачей

Направлениями совершенствования судовых паротурбинных установок в течение этого периода стали:

- повышение начальных параметров пара;
- увеличение быстроходности турбин;
- улучшение конструкции турбин и их элементов;
- совершенствование тепловых схем.

Повышение начальных параметров пара является эффективным способом увеличения термического КПД цикла ПТУ и ее эффективного КПД. Наиболее выгодным применение пара высоких параметров оказалось на транспортных судах, имевших турбины средней и большой мощности, работавшие на режимах длительных переходов.

Первые судовые турбины потребляли насыщенный пар. Перегретый пар впервые был использован перед первой мировой войной. Его температура в начальный период применения не превышала 300—320 °С. Рост температуры перегрева в это время сдерживался недостаточной надежностью пароперегревателей судовых котлов. К середине 1930-х гг. температура пара достигла значений 360—380 °С.

Повышение начального давления пара ограничилось увеличением его влажности на выходе из турбины. Предельно допустимая влажность пара за последнюю ступенью составляла 10—12 %, в противном случае КПД турбины резко снижался. Кроме этого, рост давления пара вызывал увеличение его утечек через уплотнения турбин.

Первые опыты по применению в паротурбинных установках пара с высокими параметрами начались в 1935 г. в Германии. На судне «Гейзенау» турбозубчатый агрегат мощностью 9 550 кВт снабжался перегретым паром с давлением 5 МПа и температурой 450 °С. Удельный расход топлива в этой ПТУ составлял 0,39 кг/(кВт·ч) и соответствовал эффективному КПД, равному 23 %. На турбоходе «Танненберг»

главные турбины мощностью 4 600 кВт работали на паре более высоких параметров: его давление составляло 6,2 МПа, температура перегрева была принята равной 460 °С [50].

В начале 1930-х гг. в турбинах американских коммерческих судов использовался пар с давлением 2,7 МПа и температурой 344 °С. К 1939 г. его параметры были повышены до 3,2 МПа и 400 °С и на этом уровне сохранялись до конца 1940-х гг. В британском торговом флоте до 1949 г. стандартными параметрами пара считались давление 3 МПа и температура 385—400 °С. После 1949 г. они выросли вначале до 3,7 МПа и 455 °С, а затем — на серии судов «Нестор» — достигли величин 4,2 МПа и 510 °С [40].

В 1952 г. на американском лайнере «Юнайтед Стейтс», поныне удерживающем рекорд скорости пересечения Атлантики для водоизмещающих судов, была установлена четырехвальная ПТУ номинальной мощностью 116 400 кВт, работавшая на паре с давлением 8,9 МПа и температурой 510 °С. Ее максимальная мощность достигала величины 180 400 кВт. К концу 1950-х гг. большинство главных судовых турбин работало на паре с давлением 4,2—6,0 МПа и температурой 450—535 °С.

Дальнейшего роста экономичности паровых турбин достигли повышением частоты их вращения. У быстроходных турбин уменьшились средние диаметры ступеней и выросли размеры сопел и лопаток. Это вызвало снижение внутренних потерь в турбинах и уменьшило утечки пара через уплотнения. Быстроходные турбины обладали меньшими габаритами и массой, они были менее подвержены действию крутильных колебаний и из-за небольших размеров корпуса являлись более маневренными. Применение быстроходных турбин, в свою очередь, потребовало совершенствования конструкции зубчатой передачи, рис. 4.10.

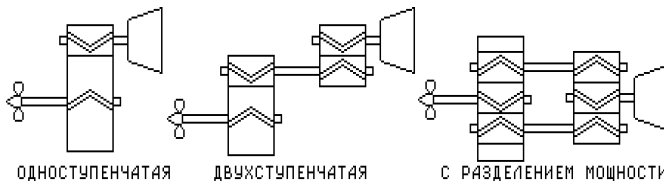


Рис. 4.10. Виды зубчатых передач

Одноступенчатые редукторы с передаточным отношением не выше 15 быстро вытеснили двухступенчатые. У последних оно достигало 50—120, что позволило увеличить частоту вращения турбин. Стремление снизить деформацию шестерен и повысить надежность их

работы привело к созданию передач с разделением мощности. В них деформации предотвращались взаимно уравновешивавшимися реакциями, возникавшими в зубчатых колесах. В 1940-е гг., наряду с традиционными цилиндрическими колесами, редукторы ТЗА стали снабжать компактными планетарными передачами.

В процессе совершенствования конструкции ПТУ изменялись взгляды на количество корпусов, в которых следовало размещать турбинные ступени. В течение 1910—1920-х гг. строились установки, в которых количество корпусов достигало четырех. Знаменитый британский трансатлантик «Куин Мэри» был оборудован четырьмя четырехкорпусными ТЗА, каждый из которых состоял из турбин высокого давления (ТВД), среднего (ТСД) и двух низкого (ТНД). Мощность ПТУ этого судна достигала 132 000 кВт.

К концу 1930-х гг. на основе опыта работы корабельных ПТУ в ряде стран для судов транспортного флота были приняты трехкорпусные ТЗА в двух вариантах: первый — ТВД, ТСД, ТНД, второй — ТВД и две ТНД. Вскоре в ходе исследований было установлено, что при начальных параметрах пара 4,5 МПа и 510 °С для ПТУ мощностью до 20 000 кВт применение более двух корпусов в турбинах не дает никаких преимуществ. Исключение составляют только установки с промежуточным перегревом пара или имеющие мощность более 22 000 кВт, для которых в отдельных случаях применение трехкорпусного агрегата оказывалось целесообразным.

Крупногабаритные и массивные многокорпусные турбины оказались неудобными для размещения на судах. Большое количество составных элементов снижало их надежность и усложняло эксплуатацию. Такие агрегаты имели более высокую постройочную стоимость, чем двухкорпусные, однако значительного увеличения экономичности при их использовании выявлено не было [50]. После второй мировой войны судовое турбостроение характеризовалось тенденцией к дальнейшему уменьшению числа корпусов турбин. С этого времени наиболее распространенным типом ПТУ стал двухкорпусный ТЗА.

Следующим этапом повышения экономичности ПТУ стало использование в них промежуточного перегрева пара. В стационарной энергетике установки с промежуточным перегревом стали применяться с 1920-х гг. Первые попытки его использования на судах были направлены на снижение его влажности в конце расширения. Они были реализованы в установках, имевших умеренную начальную температуру и высокое давление пара перед турбиной.

Первые установки с промежуточным перегревом были установлены на турбоходе «Экзаминаер», построенном в 1941 г.; на рудовозе «Веноре» и на судах типа «Беавер», строившихся в 1945—1946 гг. В 1957 г. на лайнере «Емпресс оф Бритен» температура пара после промежуточного перегрева впервые достигла начальной величины [27].

Основные конструктивные особенности и технико-эксплуатационные характеристики ПТУ периода 1910—1950-х гг. приведены в табл. 4.2 и 4.3.

Таблица 4.2

Годы	Преобладающий тип ПТУ	Частота вращения, об/мин	Окружная скорость, м/с
1910-е	Тихоходные однокорпусные турбины; прямая передача на винт	200—600	30—60
1920-е	Тихоходные двух-, трех-, четырехкорпусные одноступенчатые ТЗА,	2 000—4 000	100—160
1930-е	Быстроходные двух-, трехкорпусные турбины; одно-, двухступенчатые ТЗА	3 000—4 500	150—250
1940-е	Быстроходные двух-, трехкорпусные турбины; двухступенчатые ТЗА	3 500—6 500	200—300
1950-е	Быстроходные двухкорпусные турбины; двухступенчатые ТЗА, промежуточный перегрев пара	3 500—8 000	300—400

Таблица 4.3

Годы	Число ступеней турбины	Эффективный КПД, %	Давление пара перед ТВД, МПа	Температура перегретого пара, °С
1910-е	30—50 (до 200)	10—15	1,5—2,5	—
1920-е	20—30	12—20	2,0—3,0	240—300
1930-е	10—20	18—22	3,0—4,0	300—400
1940-е	9—12	20—24	4,0—6,5	420—480
1950-е	9—11	22—28	5,0—6,5	450—530

В середине 1970-х гг. Япония, Англия и другие страны построили ряд судов, оборудованных установками с промежуточным перегревом пара. Удельный расход топлива в них достигал 0,24—0,25 кг/(кВт·ч) и соответствовал эффективному КПД 36—37,5 %. Эти значения превышают величины средних удельных расходов топлива в установках с современными малооборотными дизелями, имеющих развитые системы утилизации теплоты, на 25—40 %.

С конца 1970-х гг. позиции паровых турбин как главных двигателей морских судов стали постепенно утрачиваться. К этому времени ведущими дизелестроительными фирмами были созданы новые типы

мало- и среднеоборотных машин с агрегатными мощностями, достигающими 45 000 кВт. Эти дизели имели экономичность, недостижимую для ПТУ. С этого периода паровые турбины стали применяться в качестве утилизационных, то есть работающих на паре, производимом в системе утилизации тепла дизелей.

К настоящему времени сложились два пути использования утилизационных паровых турбин: в качестве силовых, — работающих через передачу параллельно главному двигателю на гребной винт; и как привод турбогенератора, обеспечивающего на ходу потребности судна в электроэнергии. Сейчас паровые турбины большинства транспортных судов являются вспомогательными механизмами, входящими в состав дизельных ЭУ.

4.2. ПЕРВЫЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ СУДОВЫЕ ТУРБОУСТАНОВКИ

Пионером отечественного судового турбостроения является основанный в 1857 г. Санкт-Петербургский Металлический завод, приступивший к организации производства паровых турбин в 1904 г. С этой целью завод приобрел право на изготовление машин французской фирмы Рато. Первый агрегат, выполненный по чертежам фирмы, в 1907 г. установили на заводской электростанции.

Зарождение отечественного паротурбостроения проходило в условиях жесткой конкуренции с иностранными компаниями. К моменту окончания постройки первой отечественной турбины, в России эксплуатировалось 37 импортных агрегатов [8].

Развитие отечественного турбостроения в некоторой степени сдерживалось началом широкого использования ДВС, которые при малых мощностях имели более высокую экономичность, чем паровые турбины. В первые годы после начала производства турбин заказов на них поступало мало — от одного до шести в год, а строившиеся имели невысокую мощность (50—300 кВт).

Несмотря на трудности экономического характера, руководство Металлического завода проявило дальновидность, продолжая развивать производство турбин. После освоения машин системы Рато, с целью скорейшего накопления опыта, завод наладил выпуск агрегатов германской фирмы АЭГ. Используя иностранный опыт, завод не просто копировал иностранные образцы. Уже на первой турбине типа М-3, построенной по чертежам фирмы Рато, были проведены

многочисленные исследования, такие, как испытания рабочих колес на прочность, определение коэффициента трения пара на лопатках, изучение особенностей заделки рабочих лопаток в ободу [8].

С 1910 г. завод начал производить турбины собственной разработки. Накопленный к этому времени опыт проектирования и эксплуатации позволил внести в их конструкцию много нового. Применявшиеся в зарубежных машинах штампованные диски были заменены более прочными коваными; вместо крепления лопаток на заклепках были применены *T*-образные хвостовые канавки; была облегчена конструкция парового цилиндра; передний подшипник стали выполнять отдельно от цилиндра, что позволило увеличить надежность агрегатов.

Среди стационарных турбин, выпущенных в дореволюционный период, семь имели промежуточный отбор пара, использовавшегося для теплофикации. Наиболее мощная турбина (1 250 кВт), изготовленная в 1914 г., также как и первая была установлена на заводской электростанции и впоследствии явилась своеобразным полигоном для совершенствования теории и практики турбостроения. Всего за 1907—1914 гг. Металлический завод изготовил 26 стационарных турбин суммарной мощностью 8 976 кВт.

Значительно более интенсивно развивалось судовое турбостроение. В это время шло активное возрождение отечественного военно-морского флота, практически полностью уничтоженного в ходе русско-японской войны. Турбинная мастерская Балтийского флота в этот период считалась одной из лучших в Европе. С 1910 по 1917 гг. петербургские заводы изготовили 88 агрегатов общей мощностью 1 060 000 кВт. Мощность корабельных турбин достигала 12 000 кВт. В 1908 г. началось их строительство на Балтийском заводе. Первые судовые турбины высокого и низкого давления мощностью 220 кВт были установлены на заводском судне «Шалка» в 1910 г.

После революции работа по проектированию турбин на Металлическом заводе была возобновлена в 1918 г. Через четыре года был образован ленинградский машиностроительный трест, объединивший ряд предприятий по производству котлов и турбин. В 1924 г. была выпущена турбина мощностью 2 000 кВт, а в 1926 г. — построена турбина мощностью 10 000 кВт. В 1929 г. на Металлическом заводе было закончено строительство нового турбинного цеха. В 1930 г. производство паровых турбин малой и средней мощности было сосредоточено на Кировском заводе (бывший Путиловский), а на Металлическом заводе стали изготавливаться только агрегаты большой мощности [8].

После успешных испытаний английского линкора «Дредноут» с установками Парсонса, постройка турбинных кораблей началась на всех флотах мира. По данным фирмы «Браун Бовери», к августу 1906 г. было выполнено и находилось в постройке 90 судовых турбин системы Парсонса с общей мощностью 717 000 кВт [2, 83].

К 1909 г. суммарная мощность судовых ПТУ утроилась. Из общего числа в этом году на долю турбин Парсонса приходилось 90 %, остальное количество представляли установки систем Кертиса, Рато, Целли и другие.

К началу 1910-х гг. был накоплен опыт и разработаны методики расчета мощности ПТУ, их частоты вращения и размеров, позволявшие определять характеристики ЭУ судов и кораблей на стадии проектирования. На их основании шло постоянное совершенствование конструкций турбин [83].

В 1910 г. в России пришли к выводу, что наиболее надежными являются турбины систем «Браун Бовери-Парсонс» и «Кертис-АЭГ-Вулкан». Ввиду этого на вновь строящихся кораблях допускались к установке только эти типы двигателей. Первыми турбоходами отечественной постройки стали боевые корабли: линкоры типа «Севастополь» и эскадренный миноносец «Новик».

Если на «Севастополе» применялись турбины Парсонса, то для «Новика», проектировавшегося позже, были выбраны агрегаты системы «Кертис-АЭГ-Вулкан». Они имели важное преимущество: не требовали дополнительных корпусов для размещения крейсерских турбин (экономического хода), которые могли быть выполнены вместе с ТВД. Турбина экономического хода состояла из нескольких колес Кертиса, разделенных на группы, вводимые в действие при необходимости вместе или раздельно. Активные турбины оказались более приспособленными для работы на паре высокого давления, поэтому в турбинах Кертиса требовалось выполнять меньшее количество ступеней, чем в турбинах Парсонса [72].

ЭУ линкора «Севастополь» состояла из двадцати пяти водотрубных шатровых котлов «Ярроу» и десяти турбин Парсонса. Ее мощность при частоте вращения 300 об/мин составляла 31 000 кВт и обеспечивала кораблю скорость полного хода 23 узла. Общая площадь поверхности нагрева котлов достигала 9 200 м². Давление пара в котлах, размещенных в четырех отделениях, составляло 1,75 МПа. Все котлы использовали смешанное отопление — угольное и нефтяное. Нефть сжигалась при помощи форсунок Торникрофта, включавшихся при

необходимости развития полного хода. Расход угля на скорости 22 узла составлял 1,16—1,27 кг/(кВт·ч), что соответствовало эффективному КПД, равному 10,2—12,1 %. При этом на 1 м² колосниковой решетки котлов в течение часа сжигалось 188,5—190 кг угля. Котлы были оборудованы устройствами для тушения пламени в топках.

Главные турбины, образованные восемью цилиндрическими корпусами, вращали четыре гребных вала. Они располагались в трех машинных отделениях. В двух бортовых отделениях стояли по одной ТВД переднего и одна заднего хода, работавшие на два бортовых гребных вала. В среднем отделении размещались две крейсерских ТВД переднего хода, две ТНД переднего хода и две ТНД заднего хода. Последние были заключены в общие корпуса. Турбины среднего машинного отделения вращали два средних гребных вала. Электростанция линкора включала четыре турбогенератора мощностью по 320 кВт, три дизельгенератора по 120 кВт и два по 320 кВт [84].

ЭУ «Новика» состояла из трех турбин «Кертис-АЕГ-Вулкан», рис. 4.11, и шести котлов «Ярроу». Мощность каждой прямодействующей турбины эсминца составляла 7 875 кВт при 650 об/мин. Она позволила кораблю на испытаниях, состоявшихся 21 августа 1913 г., установить мировой рекорд скорости — 37,3 узла. Для обеспечения полного хода пар подавался в турбину через все сопла, расположенные по окружности ступени высокого давления. Для достижения скорости 21 узел пар подавался только к части сопел первой ступени.

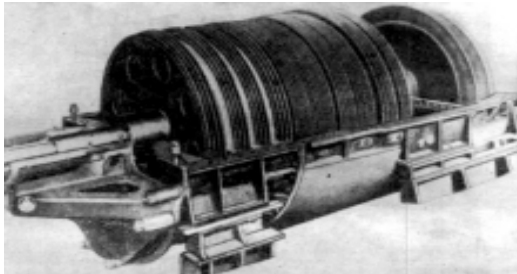


Рис. 4.11. Прямодействующая турбина эсминца «Новик»

Первой по ходу пара была установлена активная часть, состоявшая из четырех ступеней скорости. Затем пар проходил еще через две ступени, образованные тремя ступенями скорости, после чего расширялся в тридцати пяти реактивных ступенях. В одном корпусе с турбиной переднего хода размещалась турбина заднего хода, состоявшая из десяти реактивных ступеней. Ее мощность достигала 2 750 кВт.

Все турбины «Новика» комплектовались ручным валоповоротным устройством с зубчатой передачей. Отработавший пар поступал в главный конденсатор, прокачиваемый забортной водой. Вода подавалась при помощи центробежного циркуляционного насоса, приводимого в действие двухцилиндровой паровой машиной. Питательная вода для котлов подогревалась теплом отработавшего пара вспомогательных механизмов. Запасы воды пополняли два испарителя.

Пять котлов имели производительность по 50 т/ч, шестой — 40 т/ч. Их общая поверхность нагрева составляла 4260 м², рабочее давление пара — 1,7 МПа. Воздух в топки нагнетали вентиляторы, топливо к форсункам котлов подавалось под давлением 1,2 МПа. Расход нефти при скорости 21 узел составлял 5,3 т/ч, а при 36 узлах — 22 т/ч.

Главный паропровод эсминца был спроектирован так, чтобы при его частичном повреждении машинно-котельная установка не выходила из строя полностью. Дублирующий паропровод прокладывался от трех кормовых котлов в машинные отделения, пар на вспомогательные механизмы подавался по отдельному паропроводу [72].

Первые отечественные корабельные турбоустановки оказались надежными и долговечными. Они прослужили более сорока лет: корабли типов «Севастополь» и «Новик» принимали участие в трех войнах и были сданы на слом в середине 1950-х гг.

4.3. СУДОВЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ В 1920—1970-х гг.

Первые турбинные транспортные суда вошли в состав отечественного флота в начале 1930-х гг. Ими стали четыре судна германской постройки типа «Ладога», спущенные на воду в 1922—1923 гг., и турбоход «Турксиб», построенный в Голландии в 1922 г.

Грузовое судно «Ладога» имело длину 90,3 м и грузоподъемность 3 450 т, скорость его хода составляла 8,2 узла. На нем была применена однокорпусная ПТУ мощностью 850 кВт при частоте вращения 5 000 об/мин, рис. 4.12, образованная турбинами переднего хода (ТПХ) и заднего хода (ТЗХ). ТПХ состояла из семи ступеней давления, из них первая (регулирующая) имела две ступени скорости. ТЗХ включала две ступени давления, первая из них также имела две ступени скорости. В ТПХ свежий пар подводился через регулировочные клапаны 1, в ТЗХ — через патрубков 2. В местах прохода вала через корпус турбины предусматривались лабиринтовые уплотнения 4 и 5. Частоту вращения контролировал тахометр 6, установленный на

корпусе переднего подшипника. Пар с давлением 1,3 МПа и температурой 250—270 °С подводился к турбине от двух огнетрубных котлов, работавших на угле. Его удельный расход составлял 1,13 кг/(кВт·ч), эффективный КПД установки был равен всего 10,5 %.

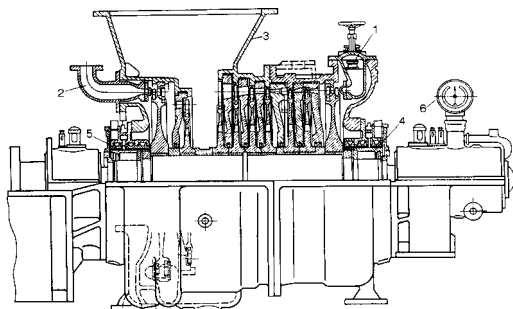


Рис. 4.12. Турбина грузового судна «Ладога»

«Турксиб», имевший длину 99 м и грузоподъемность 4 500 т, был оборудован ТЗА, состоявшим из ТВД, ТНД и двухступенчатой передачи. Мощность его ПТУ составляла 1 100 кВт при частоте вращения 70 об/мин. Слабоперегретый пар для турбин с давлением 1,2 МПа и температурой 250—270 °С вырабатывался в трех огнетрубных двухтопочных котлах, имевших площадь нагрева по 150 м² и работавших на мазуте. Удельный расход топлива составлял 0,518 кг/(кВт·ч), что соответствовало эффективному КПД 17,3 %. Скорость «Турксиба» была равна 10 узлам [5].

Незначительная мощность этих турбоустановок была причиной того, что их экономичность практически не отличалась от экономичности паровых машин. Преимущества паровых турбин перед поршневыми машинами становились заметными лишь при мощностях, превышавших 2 000—2 500 кВт.

С начала 1920-х гг. широкое распространение получили многокорпусные ТЗА с одноступенчатой редукторной передачей. К ним относилась ПТУ пассажирского турбохода «Советский Союз», построенного в Германии в 1928 г., рис. 4.13. Установка была выполнена четырехкорпусной. Турбины переднего хода состояли из ТВД, ТСД I, ТСД II, ТНД. Турбины заднего хода размещались в корпусах ТСД II и ТНД. На полном переднем ходу установка развивала мощность 10 300 кВт при частоте вращения гребного винта 90 об/мин. Мощность турбин заднего хода достигала 6 100 кВт. Рабочее давление пара в котлах было принято равным 2,9 МПа, температура перегрева пара составляла 385 °С.

Вакуум в конденсаторе поддерживался на уровне 94 %. Расход пара при работе на полной мощности составлял 57 т/ч [50].

Активная ТВД была выполнена в виде двухвенечного колеса Кертиса диаметром 1 500 мм. ТСД I переднего хода активно-реактивного типа состояла из одного одновенечного активного колеса диаметром 1 500 мм и десяти реактивных ступеней с диаметрами от 915 до 935 мм. ТСД II переднего хода образовывали одиннадцать реактивных ступеней диаметром от 1 032 до 1 157 мм. ТНД выполнялась реактивной двухпроточной, в каждом протоке располагалось одиннадцать ступеней диаметром от 1 131 до 1 276 мм. Турбина заднего хода состояла из ТВД и ТНД, выполненных в виде двухвенечных колес Кертиса.

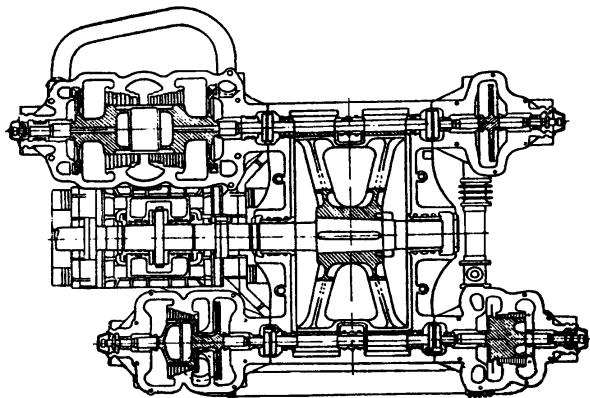


Рис. 4.13. ТЗА турбохода «Советский Союз»

В установке использовался одноступенчатый редуктор с двойным шевроном и механическим КПД 97 %. Турбины располагались по обе стороны от него. Они передавали мощность, работая попарно на одну шестерню. Управление ими производилось вручную при помощи маневровых клапанов с дроссельным регулированием. Эффективный КПД этой ПТУ оказался невысоким [50].

Недостатки, присущие многокорпусным одноступенчатым ТЗА, привели к тому, что в 1930-х гг. им на смену пришли трех- или двухкорпусные установки с двухступенчатой передачей мощности на гребной винт. На рис. 4.14 показано размещение двухвальной трехкорпусной ПТУ на судне, построенном в середине 1930-х гг.

Установка располагалась в двух отделениях: котельном и машинном. В котельном помещении находились четыре главных 1 и два вспомогательных 2 секционных водотрубных котла и обслуживающие их

вспомогательные механизмы. В машинном отсеке размещались два трехкорпусных ТЗА. Каждый из них состоял из ТВД 3, ТСД 4, ТНД 5; двухступенчатого редуктора 6; главного конденсатора 7. Кроме этого, в машинном отделении располагались турбогенераторы 8, главные циркуляционные и конденсатные насосы 9 и 10 [82].

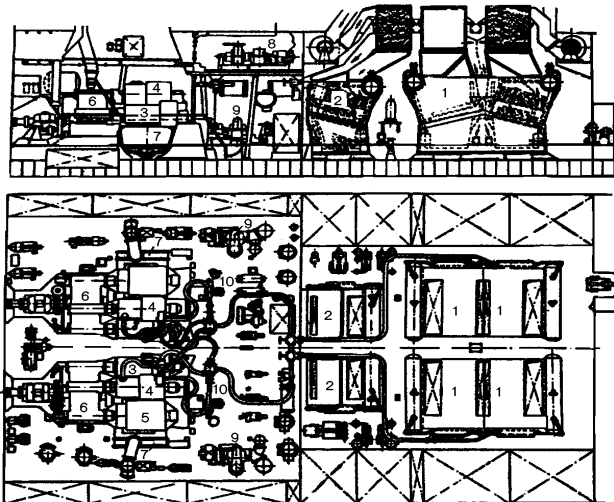


Рис. 4.14. Расположение механизмов двухвальной ПТУ

На рис. 4.15 показана двухкорпусная ПТУ пассажирского судна (1930 г.) мощностью 3 910 кВт при частоте вращения вала 86 об/мин. Турбины при этом делали 3 810 об/мин. Мощность ТЗХ составляла 1 550 кВт. Турбины обеспечивались паром с давлением 2,4 МПа и температурой 350 °С. ТВД состояла из двухвенечного колеса 1 и девяти

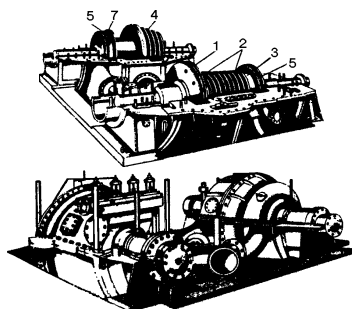


Рис. 4.15. Двухкорпусная ПТУ

активных ступеней 2. Все активные ступени размещались на барабане 3. Такое решение позволило увеличить высоту турбинных лопаток и понизить внутренние потери в ступенях. ТНД была образована пятью активными ступенями 4. ТЗХ располагалась в обоих корпусах. Ее ТВД была выполнена в виде одного двухвенечного колеса 5, а ТНД состояла из двухвенечного колеса 6 и активной одновенечной ступени 7, разделенных диафрагмой.

ПТУ с электрической передачей на постоянном токе была установлена на двух отечественных грузопассажирских судах типа «Балтика», построенных в 1938—1939 гг. в Голландии. Главная ЭУ электроходов включала два турбоэлектроагрегата (ТЭА) правого и левого борта. В состав каждого ТЭА входили: паровая турбина, генератор и гребной электродвигатель, вращавший гребной вал через прямую передачу. При частоте вращения турбины 3 150 об/мин генератор развивал мощность 4 500 кВт. Мощность гребного электродвигателя составляла 4 350 кВт при 225 об/мин.

Главные турбины были выполнены активно-реактивными, рис. 4.16. Их проточная часть состояла из регулируемой ступени, выполненной в виде двухвенечного колеса Кертиса, и двадцати семи реактивных ступеней. Максимальная мощность одной турбины достигала 5 150 кВт при 3 250 об/мин. Скорость судна при ее работе на два электродвигателя и двух действующих котлах достигала 16 узлов, при работе двух турбин и четырех котлах — 20 узлов. Обороты поддерживались автоматически посредством регулятора, главного поршневого сервомотора и сопловых клапанов. Клапаны приводились кулачковыми шайбами, насаженными на распределительный вал. Каждая турбина имела отдельный конденсатор, рассчитанный на поддержание вакуума 96 %. Поверхность конденсатора составляла 450 м² [50].

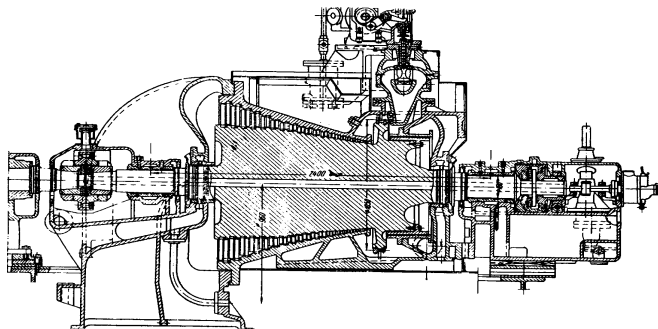


Рис. 4.16. Главная турбина электрохода «Балтика»

Конструктивно турбины судов с электродвижением выполнялись более простыми, чем с ТЗА: они не имели ступеней заднего хода и стоились однокорпусными.

В середине 1950-х гг. в нашей стране началось проектирование ПТУ для транспортных судов. В конце 1950-х — начале 1960-х гг. отечественная судостроительная промышленность приступила к созданию

нескольких серий паротурбоходов, оборудованных установками типов ТС-1 и ТС-2. В 1959 г. на Херсонском судостроительном заводе было построено головное судно серии «Ленинский комсомол». На нем установили ПТУ типа ТС-1 с номинальной мощностью 9560 кВт и частотой вращения гребного винта 100 об/мин, работающую на перегретом пара с температурой 470 °С и давлением 4 МПа. Удельный расход топлива в ней составлял 0,34—0,35 кг/(кВт·ч) и соответствовал эффективному КПД 25,7—26,5 %.

Главные и вспомогательные механизмы судна обеспечивались паром, производимым двумя вертикальными водотрубными котлами типа КВГ-25. Двухкорпусный ТЗА состоял из быстроходной ТВД, ТНД со встроенной в нее ТЗХ, двухступенчатого редуктора с главным упорным подшипником, главного конденсатора и маневрового устройства, рис. 4.17.

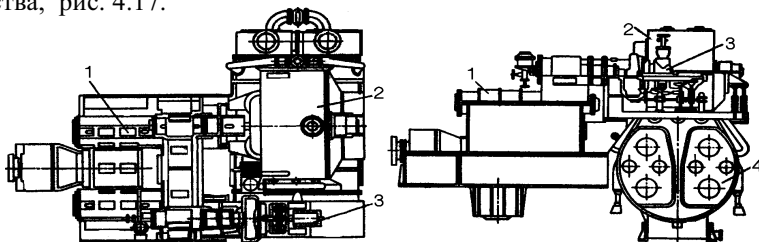


Рис. 4.17. Паротурбинная установка типа ТС-1

Основные характеристики турбин, входивших в состав установки ТС-1, приведены в табл. 4.4 [63].

Таблица 4.4

Турбина	Мощность, ном./макс., кВт	Частота вращения, об/мин
ТВД	5 040/5 670	5 500
ТНД	4 545/5 225	3 680
ТЗХ	3 830/4 560	1 590

ТВД и ТНД имели, соответственно, по десять и девять ступеней давления. ТЗХ состояла из одного двухвенечного колеса (двух ступеней скорости) и двух одновенечных активных ступеней. ТВД и ТНД располагались со стороны носовой части редуктора. Пост управления находился на платформе машинного отделения на уровне осей турбин. Пар к ТВД от маневрового клапана подводился по двум паропроводам диаметром 125 мм, к ТЗХ — по трубе диаметром 150 мм. Перепуск пара из ТВД в ТНД осуществлялся по трубе диаметром 400 мм.

Главный конденсатор был выполнен двухпроточным с отдельным подводом охлаждающей воды. Вакуум в нем поддерживался равным

0,005 МПа. Конденсат при помощи электрических насосов производительностью 50 т/ч откачивался в деаэратор, в котором удалялся растворенный воздух. Заборная вода в конденсатор подавалась насосами с производительностью по 2 100 т/ч. Смазывали турбины два насоса производительностью по 80 т/ч с напором 0,4 МПа.

В 1959 г. вошел в строй головной танкер типа «Варшава». Спустя четыре года был построен первый танкер типа «София». На этих судах была применена паротурбинная установка типа ТС-2, состоявшая из ТЗА, двух водотрубных котлов КВГ-34, вспомогательных механизмов и систем. Турбины переднего хода при номинальной частоте вращения гребного винта 110 об/мин развивали 13 980 кВт, их максимальная мощность достигала 15 825 кВт. Мощность ТЗХ составляла 1 770 кВт при 55 об/мин. Параметры пара, используемого в этой ПТУ, были приняты такими же, как и у судов серии «Ленинский комсомол».

ТВД установки ТС-2 состояла из одновенечной регулируемой ступени и восьми активных ступеней давления. ТНД имела одиннадцать ступеней давления, ТЗХ была образована одной двухвенечной и двумя одновенечными ступенями давления. Реверс турбины осуществлялся в течение 22 секунд. Редуктор ТЗА имел две ступени. Диаметр большого зубчатого колеса составлял 3 900 мм, передаточное число от ТВД было принято равным 43, от ТНД — 26.

Двухпроточный конденсатор с поверхностью охлаждения 1 465 м² прокачивался заборной водой от двух циркуляционных центробежных насосов производительностью 2 700 м³/ч и напором 0,09 МПа. Насосы приводились от электродвигателя мощностью 90 кВт. Конденсат откачивал насос производительностью 72 т/ч и напором 0,85 МПа с мощностью привода 41 кВт. Для повышения надежности установки предусматривалась возможность работы только ТВД или ТНД в случае выхода из строя одной из турбин [63].

Установка ТС-2 хорошо зарекомендовала себя в процессе эксплуатации. В 1969 г. ей присвоили государственный Знак качества.

Опыт, накопленный в ходе создания и эксплуатации турбоустановок ТС-1 и ТС-2, новые конструктивные решения, найденные к началу 1970-х гг., были реализованы в ходе создания новой ПТУ ТС-3, рис. 4.18. Она предназначалась для супертанкеров типа «Крым» дедвейтом 150 000 т. Головное судно этой серии вошло в строй в 1975 г.

Установка ТС-3 была выполнена двухкорпусной и состояла из активных ТВД и ТНД. Ее особенностью было использование промежуточного перегрева пара. Эффективный КПД ТС-3 достигал величины

35 %, то есть превышал КПД предыдущих установок в 1,39 раза. Столь резкое увеличение экономичности было достигнуто за счет:

- использования пара повышенных параметров и его промежуточного перегрева;
- применения пятиступенчатого регенеративного подогрева питательной воды;
- охлаждения конденсатом ТЗА и конденсатора испарителя;
- привода генератора и главного питательного насоса от ТЗА;
- увеличения КПД главного котла до 96 %;
- совершенствования проточных частей турбин и снижения числа вспомогательных механизмов.

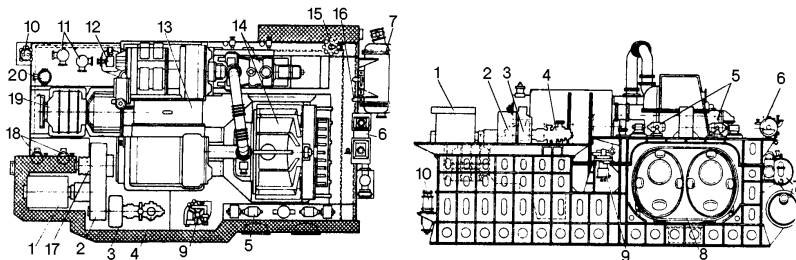


Рис. 4.18. Установка типа ТС-3:

1 — генератор; 2 — редуктор отбора мощности; 3 — вспомогательная турбина питательного насоса; 4, 5 — вакуумный насос; 6 — подогреватель питательной воды; 7 — маслоохладитель; 8 — конденсатор пара; 9 — резервный питательный насос; 10, 12 — резервный и главный масляные насосы; 13 — трехступенчатый редуктор; 14 — двухкорпусная турбина; 11, 15 — магнитный и самоочищающийся масляные фильтры; 16 — отсос пара от уплотнений; 17 — соединительная муфта; 18, 20 — насосы; 19 — главный упорный подшипник

Характеристики установки ТС-3 приведены в табл. 4.5 [41].

Таблица 4.5

Параметр	Величина, размерность
Мощность на фланцах редуктора	22 100 кВт
Частота вращения гребного винта	85 об/мин
Давление пара перед турбиной	8 МПа
Температура перегретого пара	515 °С
Давление в главном конденсаторе	0,0052 МПа
Удельный расход топлива	0,25 кг/(кВт·ч)
Вес установки	1 100 т

Корпус ТВД выполнялся сварнолитым. В нем располагалось восемь диафрагм сварной конструкции с уплотнениями «елочного» типа. Цельнокованные роторы турбин имели центральные отверстия.

Однопроточная ТНД имела корпус с горизонтальными и вертикальными разъемами. Ее кормовой подшипник опирался на корпус редуктора, а носовой стоял на судовом фундаменте при помощи гибкой опоры.

Частота вращения ротора ТВД составляла 5 370 об/мин, ТНД — 2 850 об/мин. Отработавший в ТВД пар с давлением 1,6 МПа направлялся в промежуточный пароперегреватель главного котла, в котором его температура доводилась до начальной, то есть — до 510 °С. Затем вторично перегретый пар с давлением 1,4 МПа направлялся в проточную часть ТСД и далее — в ТНД и конденсатор.

Котельная установка танкера состояла из главного котла КВГ-80/80 и вспомогательного котла производительностью 35 т/ч при давлении пара 2,5 МПа. Пар от вспомогательного котла использовался для подогрева груза и обеспечения аварийного хода судна со скоростью 8 узлов. Электростанция танкера включала генератор (1 350 кВт) с приводом от ТЗА, автономный турбогенератор (400 кВт) и аварийный дизельгенератор (200 кВт).

В целом установка ТС-3 не оправдала возлагавшихся на нее надежд. Эта неудача сыграла отрицательную роль в дальнейшем развитии отечественного судового паротурбостроения.

4.4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Судовая пароэнергетическая установка работает по замкнутому циклу с полной конденсацией, теоретические основы которого предложил У. Дж. Ренкин. Основная тепловая потеря в цикле Ренкина вызвана передачей тепла конденсирующегося пара к заборной воде, прокачиваемой через конденсатор. Уменьшение этой потери может быть достигнуто путем регенерации (т. е. дополнительного использования) части отводимого тепла.

В цикле *с регенерацией тепла* производится отбор части пара из промежуточных ступеней турбины или ресивера поршневой машины. Пар отбора направляется в подогреватели питательной воды, поступающей в котел. В таком цикле средняя температура подвода тепла к рабочему телу больше, чем в цикле без регенерации. Это увеличивает его термический КПД, но сопровождается снижением величины полезной работы, совершаемой паром в ходе расширения. Снижение работы компенсируется увеличением расхода пара.

Эффективность установки с регенерацией тепла определяют следующие факторы: температура и давление пара на входе в двигатель, число ступеней отбора, температура питательной воды.

Первые установки с регенерацией тепла появились в 70—80-х гг. XIX в. на судах с поршневыми машинами. В качестве греющей среды в них использовался отработавший пар, отводимый от вспомогательных механизмов. Одно- и двухступенчатый подогрев был характерен для пароэнергетических установок начала XX в. Существенное усложнение их тепловой схемы при наличии большого числа ступеней подогрева обеспечивало незначительное повышение экономичности (всего 0,2—0,3 %) [16]. Поэтому в установках с поршневыми машинами более двух ступеней подогрева не применялось.

Увеличение их числа до трех, а затем, к концу 1950-х гг., — до четырех и пяти, — было достигнуто в ПТУ. Количество ступеней подогрева питательной воды в большинстве ПТУ не превышало пяти. Дальнейшее увеличение их числа было признано нецелесообразным. В целом, применение регенеративного подогрева питательной воды снизило величину удельного расхода топлива на 6—7 %.

На рис. 4.19а показана схема пароэнергетической установки с тремя отборами пара. Конденсат, выходящий из конденсатора *К*, направляется питательным насосом в главный котел *ГК*, последовательно проходя через три подогревателя питательной воды *ППВ 1, 2, 3*.

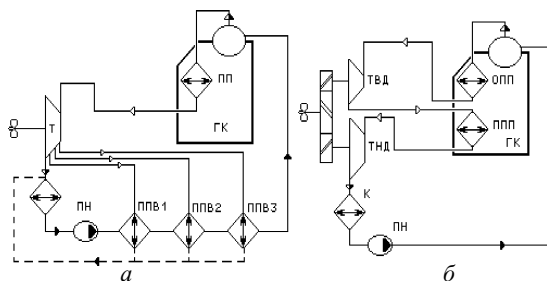


Рис. 4.19. Тепловые схемы ПТУ с промежуточным отбором и перегревом пара

Дальнейший рост экономичности пароэнергетических установок был достигнут в 1940-х гг. в результате использования *промежуточного перегрева пара*. Схема ПТУ с промежуточным перегревом показана на рис. 4.19б. Главный котел *ГК* имеет два пароперегревателя — основной *ОПП* и промежуточный *ППП*. Пар из основного пароперегревателя расширяется в *ТВД*, затем направляется в промежуточный

пароперегреватель. Здесь его температура повышается до начальной и он расширяется в *ТНД*.

Регенеративный подогрев питательной воды имели тепловые схемы ПТУ ТС-2. Пар, вырабатываемый котлами, распределялся следующим образом: перегретый обеспечивал работу главных турбин и турбогенераторов, охлажденный — работу питательных насосов, пароструйных эжекторов и грузовых турбонасосов. В схеме предусматривались три его отбора: первый (0,9 МПа) предназначался для работы испарителя грязных конденсатов, второй (0,4 МПа) и третий (0,1 МПа) — для подогрева питательной воды и воздуха, шедшего в топку котла. Отборы пара производились из ТВД (за шестой и последней ступенями) и из ТНД (за пятой ступенью). Применение регенерации тепла позволило уменьшить расход топлива на 7,5 %.

На рис. 4.20 приведена тепловая схема ПТУ ТС-1. В ее состав входят: два главных котла 1 с газовыми воздухоподогревателями 2; ТЗА, состоящий из турбин высокого 3 и низкого давления 4, главного конденсатора 5, редуктора 6; турбогенераторы 7; испаритель 8; парогенератор низкого давления 9. В схеме предусматривается трехступенчатый подогрев питательной воды отработавшим паром эжекторов отсоса от уплотнений, а также вторичным паром испарительной установки и теплом горячих конденсатов.

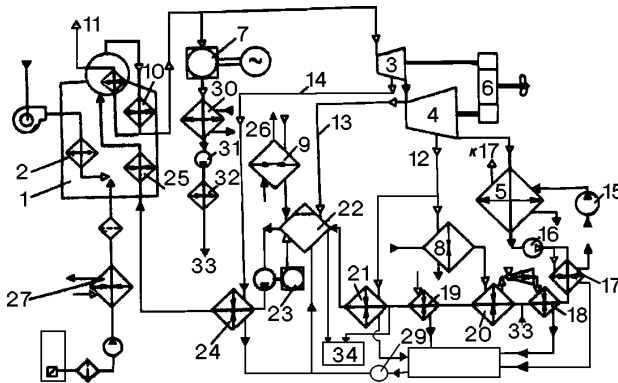


Рис. 4.20. Схема установки ТС-1

Пар из пароперегревателя 10 шел в главные турбины 3, 4 и турбогенераторы 7. Вспомогательные механизмы работали на охлажденном паре с температурой 280 °С и давлением 1,7 МПа, выходящем из пароохладителя 11, размещенного в пароводяном коллекторе котла. Три отбора пара из главной турбины 12, 13, 14 служили

для подогрева питательной воды, работы парогенератора низкого давления 9 и испарителя 8. Циркуляционный насос 15 прокачивал охлаждающую воду через главный конденсатор 5. Образовавшийся в нем конденсат насосом 16 подавался через конденсаторы эжекторов 17, 18, 19, испарителя 20, и ППВ низкого давления 21 в деаэрактор 22, в котором удалялись растворенные в конденсате газы.

Насос 23 подавал питательную воду через ППВ высокого давления 24 в экономайзер котла 25. Пар первого отбора шел в ППВ низкого давления 21 и испаритель 8. Греющей средой в деаэраторе являлся отработавший пар турбины питательного насоса 23, а в случае его недостатка — часть пара второго отбора 13.

Вторичный пар парогенератора низкого давления по трубопроводу 26 направлялся в подогреватели топлива 27 и на удовлетворение бытовых потребностей экипажа. Конденсат греющего пара из парогенератора и ППВ низкого давления поступал в деаэрактор. Конденсаты из первых двух ступеней конденсаторов главного эжектора 17 и испарителя шли в главный конденсатор. Остальные конденсаты, полученные в теплообменных аппаратах первой ступени подогрева, отводились в цистерну 21, откуда они забирались дренажным насосом 29 и подавались в деаэрактор 22.

Турбогенераторы имели автономную конденсационную установку 30. Конденсат из нее перекачивался насосом 31 через конденсаторы эжекторов 32 в трубопровод 33. Уровни в конденсаторах и цистерне деаэратора поддерживались автоматически. Излишки воды направлялись в цистерну дистиллята 34.

Эффективный КПД рассмотренной ПТУ, несмотря на ее сложность, составлял всего около 26 %, значительно уступая КПД дизельных ЭУ. Более высокую экономичность имела ПТУ ТС-3 с промежуточным перегревом пара, установленная на танкере «Крым». Ее эффективный КПД достигал уже 35 %, то есть превышал показатели установок ТС-1 и ТС-2 почти на 9 %.

Тепловая схема этой установки, рис. 4.21, образована следующими основными элементами: главным котлом 1 с экономайзером 2, пароохладителем 3, основным 4 и промежуточным 5 пароперегревателями; ТЗА, включающим ТВД 6, ТСД 7, ТНД 8 и главный конденсатор 9. Генератор 10 и главный питательный насос 11 через муфту 12 и зубчатую передачу 13 приводились от первой ступени редуктора. На маневрах судна их работа обеспечивалась турбиной 14, отработавший пар из которой отводился в главный конденсатор 9. Резервный питатель-