

Федеральное агентство морского и речного транспорта РФ

Федеральное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Морской государственный университет им. адм. Г. И. Невельского»

А. М. Тё

**СУДОВЫЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ,
СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА**

Учебное пособие

Рекомендовано ученым советом
Морского государственного университета
в качестве учебного пособия для обучающихся по специальностям
180405.65 «Эксплуатация судовых энергетических установок» и
180103.65 «Судовые энергетические установки»

Владивосток
2013

Тё, А. М. Судовые вспомогательные механизмы, системы и устройства [Текст]: учеб. пособие / А. М. Тё. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2013. – 206 с.

Приведены сведения по устройству, принципу действия и техническому использованию современных типов насосов, вентиляторов, водоопрессительных установок, рулевых устройств и палубных механизмов.

Рассмотрены состав, классификация, устройство и основные требования по техническому обслуживанию систем общесудового назначения, с помощью которых производится прием и удаление водяного балласта, борьба с пожарами, осушение отсеков судна от скапливающейся в них воды, снабжение пассажиров и экипажа питьевой и мытьевой водой.

Отражены основные вопросы, связанные с техническим использованием фильтрующего оборудования и судовых инсинераторов, с учётом требований международной конвенции МАРПОЛ 73/78, оговоренных резолюциями международной морской организации (ИМО) 1985 – 2011 гг., в том числе конвенции ПДНВ 78/95 и Манильских поправок к ней 2010 г.

Предназначено для курсантов и студентов судомеханического факультета очной и заочной формы обучения, изучающих курс «Судовые вспомогательные механизмы, системы и устройства» по специальностям 180405.65 «Эксплуатация судовых энергетических установок» и 180103.65 «Судовые энергетические установки». «Эксплуатация судовых энергетических установок». Оно может быть использовано слушателями курсов повышения квалификации и судовыми механиками в практической деятельности.

Ил. 148, табл. 3, библиогр. 17 назв.

Рецензенты:

А. Н. Минаев, д.т.н, профессор, кафедры
судовой энергетики и автоматики ДВФУ

С. В. Чехранов, д.т.н., профессор, кафедры
судовые энергетические установки
ФГБОУ ВПО «Дальрыбвтуз»

© Тё А. М., 2013

© Морской государственный университет
им. адм. Г. И. Невельского, 2013

ВВЕДЕНИЕ

Судовые вспомогательные механизмы, устройства и системы играют важную роль в обеспечении живучести судна и его управляемости, в обеспечении требуемых эксплуатационных показателей судна и создании условий для комфортного проживания членов экипажа и пассажиров, обеспечивают условия для экстренной эвакуации людей в аварийной ситуации.

К судовым вспомогательным механизмам, системам и устройствам (СВМ) по назначению относятся:

- гидравлические машины и вентиляторы;
- системы общесудового назначения;
- рулевые устройства;
- якорно-швартовные механизмы (шпили, брашпили, лебедки);
- грузоподъемные механизмы, механизмы открытия грузовых люков;
- механизмы шлюпочного устройства;
- водоопреснительные установки;
- оборудование для предотвращения загрязнения моря.

Обеспечение эффективной и безопасной технической эксплуатации судовых энергетических установок и создание комфортных условий жизнедеятельности на морских судах потребуют от молодых специалистов высокой подготовки в области главных энергетических установок и вспомогательных механизмов, систем и устройств, отличающихся большим разнообразием.

Разбивка общего объема лекционного материала произведена с учетом баланса времени по учебной программе.

Учебное пособие состоит из семи разделов. В первом и втором разделах рассмотрены насосы и вентиляторы; в третьем – судовые системы общего назначения; в четвертом – рулевые устройства; в пятом – палубные механизмы: якорно-швартовные, грузоподъемные механизмы, механизмы открытия грузовых люков, шлюпочные устройства; в шестом – судовые водоопреснительные установки; в седьмом разделе приведены общие сведения об оборудовании для предотвращения загрязнения моря.

Наиболее распространенными механизмами на судне являются насосы. Они имеют широкое применение не только в судовых системах и установках, но и в гидравлических рулевых машинах и палубных механизмах, поэтому им уделено особое внимание. Теория рассматривается на уровне необходимом для понимания физических процессов, определяющих эффективность работы насосов и вентиляторов. Основы расчета даются в познавательном плане. С учетом того, что в судовой практике наиболее распространены центробежные насосы, им уделено основное внимание.

Приведена классификация и рассмотрен принцип работы рулевых машин. Из палубных механизмов наиболее подробно рассмотрены якорно-швартовные механизмы.

Также отражены современные тенденции развития судовых механизмов. Развитие палубных механизмов определяется общим направлением увеличения объема механизации и автоматизации палубных работ с целью сокращения их трудоемкости и уменьшения эксплуатационных расходов. Практика судового машиностроения показывает, что в этих условиях целесообразно широко внедрять рулевые устройства и палубные механизмы с гидроприводом.

Важную роль в создании комфортных условий проживания на судне пассажиров и членов экипажа играет правильная организация водоснабжения. При этом необходимо учесть, что для подпитки главных и вспомогательных парогенераторов (паровых котлов) требуется пресная вода с малым содержанием солей, которое может быть обеспечено только глубоким опреснением морской воды. Для этих целей на судах устанавливаются водоопреснительные установки.

В разделе «Судовые водоопреснительные установки» рассмотрены классификация, принцип работы и конструкции дистилляционных опреснителей.

Рассмотрены устройство и назначение общесудовых систем, с помощью которых производится прием и удаление водяного балласта, борьба с пожарами, осушение отсеков судна от скапливающейся в них воды, снабжение пассажиров и экипажа питьевой и мытьевой водой, удаление нечистот и грязной воды.

Важная роль в обеспечении экономичной и надежной работы СВМ принадлежит обслуживающему персоналу, поэтому в лекционном материале содержатся необходимые сведения эксплуатационного характера.

Морской транспорт является одним из источников хронического загрязнения морской среды. К основным эксплуатационным судовым загрязнителям могут быть отнесены нефтесодержащие и сточные воды, мусор и выбросы в атмосферу, которые могут нанести непоправимый вред легко уязвимой природе.

Международной морской организацией (ИМО), являющейся органом ООН, в 1973 году была принята международная «Конвенция МАРПОЛ 73» по предотвращению загрязнения с судов. «Конвенция МАРПОЛ 73» и протокольные изменения к ней, принятые в 1978 и 1997 годах, представляют собой единый документ, называемый «Конвенция МАРПОЛ 73/78». Конвенцией установлены положения правового, организационного и технического характера, которые предусматривают меры по сокращению и предотвращению загрязнения воздушной среды, морей и водоёмов веществами, образующимися в процессе эксплуатации судов. Эти вопросы отражены в соответствующих разделах учебного пособия.

Раздел 1. СУДОВЫЕ НАСОСЫ

1.1. Общие сведения

Под гидравлическими машинами (ГМ) понимаются такие машины, которые в процессе силового взаимодействия с потоком перекачиваемой жидкости сообщают ей или получают от нее механическую энергию.

ГМ является важной и необходимой составной частью судового оборудования. Они обслуживают СЭУ и системы, обеспечивают нормальную эксплуатацию судна, влияют на надежность, экономичность СЭУ и всего механического оборудования.

ГМ разделяются на насосы, гидравлические двигатели (ГД) и гидравлические передачи (ГП).

Насосы осуществляют преобразование энергии приводного двигателя в потенциальную и кинетическую энергию жидкости, протекающей через ее проточную часть. Эта энергия требуется для перемещения жидкости по трубопроводам или приведения в действие ГД, которые осуществляют передачу энергии протекающей через них жидкости рабочим органам.

В состав ГП входят насос и ГД. В этом случае жидкость совершает движение по замкнутому контуру из насоса в ГД и обратно в насос. В ГП происходит двойная трансформация энергии: сначала механическая энергия передается от рабочего органа насоса жидкости, а затем энергия жидкости приводит в действие ведомый орган ГД.

В судовой практике используются все указанные группы ГМ. Наиболее широко распространены насосы.

Родственную с насосами группу машин составляют вентиляторы. В них механическая энергия приводного двигателя используется для перемещения газа (воздуха) по каналам вентиляторной установки. Обычно давление газа в вентиляторах не повышается более чем на 10 % по сравнению с начальным. Такое сжатие газа вызывает повышение его плотности до 7 %. В связи с этим при расчете вентиляторов и насосов сжимаемость среды не учитывается, что позволяет рассматривать их совместно.

1.2. Судовые насосы. Классификация

Насосами называются гидравлические машины, преобразующие механическую энергию приводного двигателя в энергию перемещаемой жидкости.

На судах применяются насосы различных типов и конструктивных форм. Насосы классифицируются по принципу действия, назначению и другим признакам, к которым относятся, например, род перекачиваемой жидкости, тип приводного двигателя, расположение вала привода, число ступеней и потоков, расположение рабочих органов и т. п.

По принципу действия насосы делятся на две основные группы: *динамические и объемные*.

1. **К динамическим насосам** относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет **постоянное** сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщаящего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. В динамических насосах жидкость приобретает энергию преимущественно в кинетической форме. К ним относятся насосы лопастные, вихревые и струйные (рис.1.1).

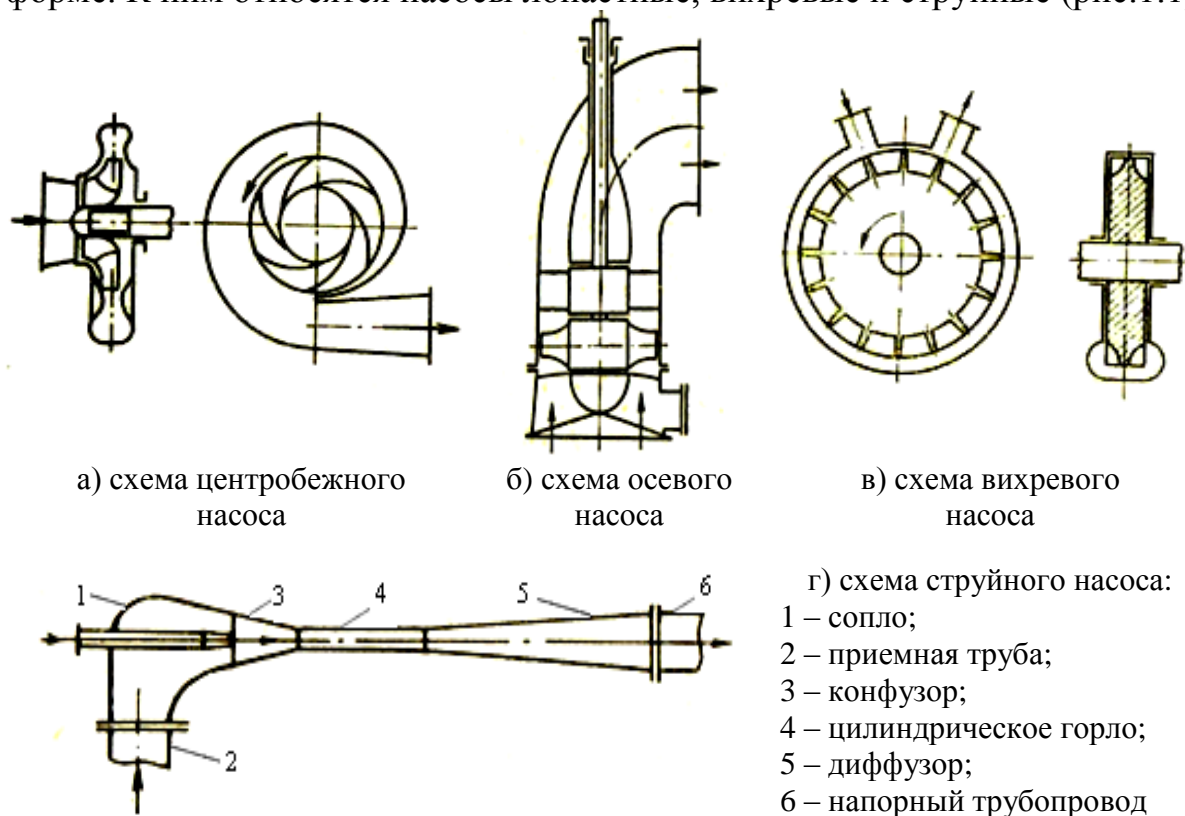


Рис. 1.1. Динамические насосы

1.1. *Лопастными* называют насосы, в которых передача механической энергии от двигателя жидкости происходит в процессе силового взаимодействия лопастей рабочего органа (колеса) с обтекающим их потоком жидкости. По характеру движения жидкости в колесе, которое называется рабочим, различают три основных типа лопастных насосов – центробежные, осевые и диагональные (диагональные насосы на судах не применяются, поэтому в данном разделе не рассматриваются):

– *центробежными* называют лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо от центра к периферии, при этом поток жидкости в области рабочего колеса имеет радиальное направление.

– *осевыми* называют лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо в направлении его оси. Рабочие колеса осевых насосов состоят из нескольких винтовых полостей, имеющих форму лопастей пропеллера. В осевых насосах поток жидкости параллелен оси вращения рабочего колеса.

1.2. *Насосы трения и инерции* представляют собой особую группу динамических насосов, в которых передача энергии жидкости осуществляется силами трения и инерции. Сюда относят вихревые и струйные насосы:

– *вихревые насосы* являются динамическими насосами трения; приращение энергии в них достигается в результате воздействия лопастей (лопаток) колеса на поток, совершающий вихревое движение;

– *в струйных насосах* приращение энергии перекачиваемой жидкости происходит за счет кинетической энергии струи рабочей жидкости, выходящей из сопла. Такие насосы не имеют движущихся частей, и к ним не подходит определение насоса как машины, преобразующей энергию двигателя в энергию жидкости.

2. Объемные (гидростатические) насосы действуют по принципу вытеснения жидкости. К ним относятся поршневые и роторные: роторно-поршневые, шестеренные, винтовые, водокольцевые и др. (рис. 1.2).

В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса, при этом камера нагнетания герметично отделена замыкателями от приемной камеры насоса.

Сообщение энергии жидкости осуществляется при механическом вытеснении жидкости рабочим органом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. Основными элементами этих насосов являются корпус, тело вытеснения (рабочий орган) и замыкатели.

В зависимости от характера процесса вытеснения и движения тела вытеснения выделяются следующие типы.

2.1. *Возвратно-поступательные* (поршневые, плунжерные, диафрагменные).

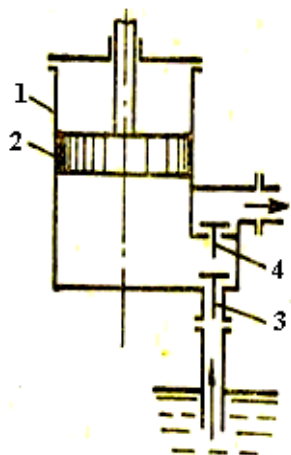
2.2. *Роторные* (роторно-поршневые, шестеренные винтовые, пластинчатые, водокольцевые).

В зависимости от некоторых общих конструктивных признаков динамические и объемные насосы классифицируют:

- по роду перекачиваемой жидкости (вода, нефтепродукты);
- типу двигателя (электронасос, турбонасос, мотопомпа);
- расположению вала (вертикальные, горизонтальные);
- числу ступеней (одноступенчатые, многоступенчатые: двухступенчатые, трехступенчатые,...);
- по требованию эксплуатации (регулируемые, самовсасывающие и др.);
- по назначению судовые насосы можно разделить на следующие основные группы:

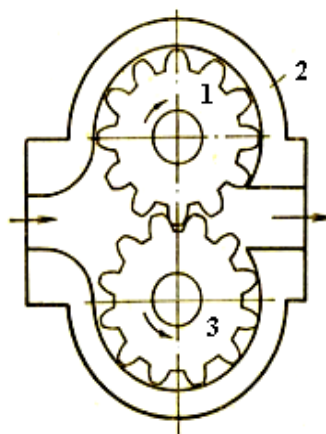
– насосы, обслуживающие ЭУ судна (главные и вспомогательные). К ним относятся конденсатные, питательные, циркуляционные, охлаждающие, топливные, топливоперекачивающие, масляные и др.,

– насосы общесудового назначения (пожарные, осушительные, балластные, питьевой и мытьевой воды, санитарные и др.).



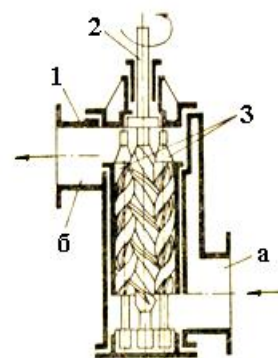
а) схема поршневого насоса:

1 – цилиндр; 2 – поршень;
3 – приемный клапан;
4 – напорный клапан



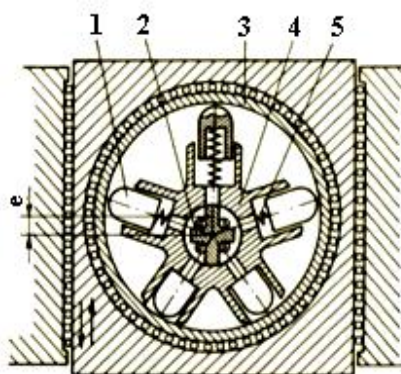
б) схема шестеренного насоса:

1 – ротор (ведущая шестерня); 2 – корпус;
3 – ведомая шестерня



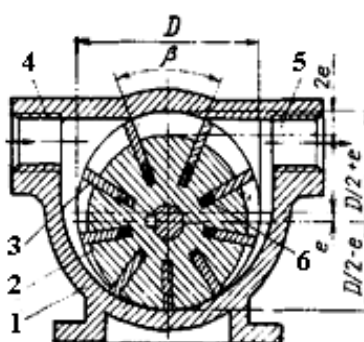
в) схема 3-винтового насоса:

1 – корпус; 2 – ротор – ведущий винт;
3 – ведомые винты;
а) приемная камера;
б) нагнетательная камера



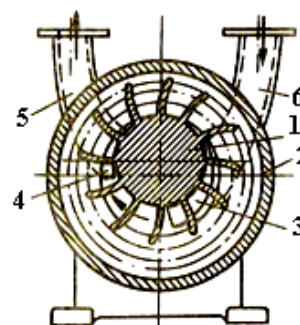
г) схема роторного радиально-поршневого насоса:

1 – поршень; 2 – цапфа
3 – статорное кольцо;
4 – цилиндрический блок;
5 – пружина



д) схема пластинчатого насоса однократного действия:

1 – корпус; 2 – ротор;
3 – пластина; 4 – камера всасывания; 5 – камера нагнетания; 6 – пружина



е) схема водокольцевого насоса:

1 – рабочее колесо с лопатками; 2 – корпус;
3 – приемное серповидное отверстие;
4 – напорное отверстие;
5 – напорный патрубок;
6 – приемный патрубок

Рис. 1.2. Объемные насосы

1.3. Энергетические параметры насоса

Основными параметрами, характеризующими работу насосов, являются производительность (подача), напор, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия и частота вращения двигателя.

Производительностью насоса называется количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени в нагнетательный трубопровод. Различают объемную Q и массовую G производительность. Объемная производительность Q измеряется в единицах: л/мин, $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, а массовая G — в единицах: кг/с, кг/ч, т/ч. Массовая и объемная производительностями связаны соотношением

$$G = \rho Q,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

Q – объемная производительность, $\text{м}^3/\text{с}$;

G – массовая производительность, кг/с .

Напором H насоса называется приращение энергии 1 кг жидкости при прохождении через насос или разность удельных энергий жидкости при ее выходе и входе в насос. Физический смысл этих формулировок одинаков.

Согласно уравнению Бернулли удельная энергия жидкости на выходе насоса (рис 1.3)

$$E_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\rho} + gZ_{\text{вых}} + \frac{C_{\text{вых}}^2}{2},$$

удельная энергия жидкости на входе насоса

$$E_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}}{\rho} + gZ_{\text{вх}} + \frac{C_{\text{вх}}^2}{2}.$$

Тогда напор насоса H , Дж/кг, будет равен

$$H = E_{\text{вых}} - E_{\text{вх}} = \frac{(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}})}{\rho} + g(Z_{\text{вых}} - Z_{\text{вх}}) + \frac{(C_{\text{вых}}^2 - C_{\text{вх}}^2)}{2}, \quad (1.1)$$

где $P_{\text{вых}}, P_{\text{вх}}$ – давление при выходе и входе насоса, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$Z_{\text{вых}}$ и $Z_{\text{вх}}$ – расстояние от плоскости сравнения 0 – 0 до выходного и входного сечений насоса, м;

$C_{\text{вых}}$ и $C_{\text{вх}}$ – скорость жидкости на выходе и входе насоса, м/с.

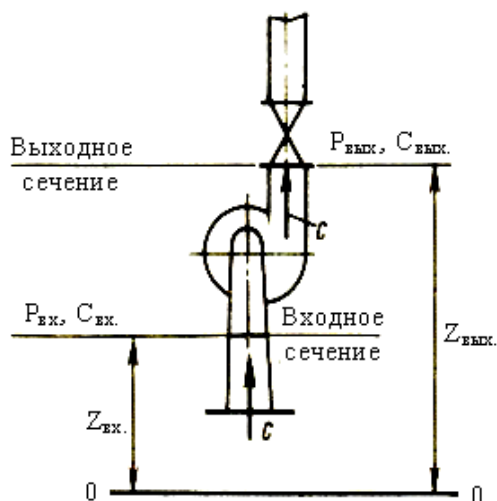


Рис.1.3. К определению напора насоса

Полный напор насоса H состоит из статического $H_{\text{ст}}$ и динамического $H_{\text{дин}}$ напоров

$$H = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}}.$$

Статическим напором насоса принято считать приращение удельной потенциальной энергии жидкости в насосе. Она состоит из суммы статического и геометрических напоров

$$H_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho} + g(Z_{\text{вых}} - Z_{\text{вх}}).$$

Динамическим напором насоса называется приращение удельной кинетической энергии жидкости в насосе:

$$H_{\text{дин}} = \frac{C_{\text{вых}}^2 - C_{\text{вх}}^2}{2}$$

Примечание. В ранее опубликованной технической литературе напор (в системе единиц МКГСС) измеряется в единицах $(\text{кгс} \cdot \text{м})/\text{кг}$ или в метрах столба (м) перекачиваемой жидкости. При этом выражения для определения напоров преобразуются соответственно в следующий вид:

$$H = E_{\text{ВЫХ}} - E_{\text{ВХ}} = \frac{(P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}})}{\rho g} + (Z_{\text{ВЫХ}} - Z_{\text{ВХ}}) + \frac{(C_{\text{ВЫХ}}^2 - C_{\text{ВХ}}^2)}{2g},$$

где: $P_{\text{ВЫХ}}, P_{\text{ВХ}}$ – статическое давление на выходе и входе насоса, кгс/м²;
 ρ – плотность жидкости, кг/м³.

$$H_{\text{СТ}} = \frac{(P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}})}{\rho g} + (Z_{\text{ВЫХ}} - Z_{\text{ВХ}}),$$

$$H_{\text{ДИН}} = \frac{(C_{\text{ВЫХ}}^2 - C_{\text{ВХ}}^2)}{2g},$$

Мощность насоса N – это энергия, подводимая к насосу от приводного двигателя в единицу времени. Часть этой энергии теряется в насосе в виде потерь $N_{\text{ПОТ}}$.

$$N = N_{\text{П}} + N_{\text{ПОТ}}.$$

Полезной мощностью насоса $N_{\text{П}}$ называется приращение энергии жидкости в единицу времени

$$N_{\text{П}} = G \cdot H = \rho \cdot Q \cdot H, \quad (1.3)$$

где $N_{\text{П}}$ – полезная мощность, Вт; G – массовая производительность насоса, кг/с; Q – объемная производительность насоса, м³/с; H – напор насоса, Дж/кг; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Примечание. Если напор насоса H измеряется в м (метрах столба перекачиваемой жидкости), то полезная мощность насоса (Вт) будет определяться выражением

$$N_{\text{П}} = g \cdot G \cdot H = g \cdot \rho \cdot Q \cdot H.$$

Коэффициент полезного действия. Полный КПД насоса – это отношение полезной мощности к затраченной

$$\eta = \frac{N_{\text{П}}}{N} = \frac{G \cdot H}{N} = \frac{Q \cdot P}{N} = \frac{G \cdot P}{\rho \cdot N} \quad (1.4)$$

$$\text{или } \eta = \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{О}} \cdot \eta_{\text{М}},$$

где $\eta_{\text{Г}}, \eta_{\text{О}}, \eta_{\text{М}}$ – соответственно гидравлический, объемный и механический КПД.

Гидравлическими потерями называют потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений $h_{\text{Г}}$ при движении жидкости от входа в насос до выхода из него. Эти потери энергии учитываются гидравлическим КПД насоса

$$\eta_{\text{Г}} = \frac{H}{H + h_{\text{Г}}}$$

Объемными потерями называют потери энергии, возникающие в результате утечки жидкости из нагнетательной во всасывающую часть насоса. Например, через рабочее колесо проходит жидкость в количестве $Q_{\text{К}}$, основная часть которой поступает в напорный патрубок насоса, а другая часть возвращается на всасывание через зазоры в уплотнении между корпусом насоса и колесом. При этом теряется часть энергии. Эти потери оценивают объемным КПД насоса:

$$\eta_0 = Q_0 / Q_K,$$

где Q_0 – подача насоса; Q_K – расход жидкости, проходящей через колесо насоса. В современных насосах $\eta_0 = 0,9 \dots 0,98$.

Механическими потерями называют потери энергии, возникающие вследствие трения в подшипниках, сальниках, а также вследствие трения наружной поверхности рабочего колеса о жидкость. Эти потери учитываются механическим КПД

$$\eta_m = (N - N_{тр}) / N,$$

где N – мощность, подводимая к валу насоса; $N_{тр}$ – потери мощности на преодоление сопротивления трения. Механический КПД может составлять $0,95 \dots 0,98$.

Максимальный КПД крупных современных насосов на расчетных режимах работы достигает $0,9$ и более, а КПД малых насосов может составлять $0,6 \dots 0,7$.

1.4. Характеристика гидравлической сети и рабочий режим насоса

На рис. 1.4 представлена схема судовой насосной установки, перекачивающей жидкость из одной закрытой емкости в другую закрытую емкость.

На основании уравнения Бернулли, выражающего закон сохранения энергии применительно к потоку жидкости, напор потребляемый гидравлической сетью (системой) в общем виде определяется выражением

$$H_c = \frac{P_K - P_a}{\rho} + g(Z_K - Z_a) + \frac{V_K^2 - V_a^2}{2} + \frac{(h_{пт} + h_{нт})}{\rho} \quad (1.5)$$

где $\frac{(P_K - P_a)}{\rho}$ – пьезометрический напор, показывающий разность статических давлений в напорной и приемной емкостях, Дж/кг;

P_K – давление над уровнем жидкости в напорной емкости, Па;

P_a – давление над уровнем жидкости в приемной емкости, Па;

$H_g = g \cdot (Z_K - Z_a)$ – геометрическая высота подъема жидкости, т. е. разность уровней жидкости в напорном и приемном резервуарах, Дж/кг;

$\frac{(V_K^2 - V_a^2)}{2}$ – скоростной или динамический напор, Дж/кг;

V_K и V_a – скорости в напорном и приемном резервуаре, м/с;

$(h_{пт} + h_{нт}) = \sum h_p$ – сумма гидравлических потерь на всех участках приемного и напорного трубопроводов, Па. Эти потери зависят от квадрата скорости движения жидкости, конфигурации гидравлической сети (наличие переходов, изгибов, количества и типов запорно-регулирующей арматуры и пр.), т. е. представляют собой потерю динамического напора:

$$h_{пт} = \lambda_{пт} \frac{L_{пт}}{d_{пт}} \frac{\rho V_{пт}^2}{2} + \sum \xi_{i\text{ пт}} \frac{\rho V_{пт}^2}{2}; \quad h_{нт} = \sum \lambda_{i\text{ нт}} \frac{L_{i\text{ нт}}}{d_{i\text{ нт}}} \frac{\rho V_{i\text{ нт}}^2}{2} + \sum \xi_{i\text{ нт}} \frac{\rho V_{i\text{ нт}}^2}{2}, \quad (1.5a)$$

где $\lambda_{пт}$ и $\lambda_{i\text{ нт}}$ – коэффициенты трения, зависящие от шероховатости стенок труб и режима движения жидкости (ламинарный, турбулентный) на отдельных участках приемного и нагнетательного трубопроводов;

$\sum \xi_{i\text{ пт}}$ и $\sum \xi_{i\text{ нт}}$ – соответственно сумма коэффициентов местных сопро-

тивлений на отдельных участках приемного и нагнетательного трубопроводов (значения коэффициентов зависят от вида местных сопротивлений и выбираются по справочникам);

$d_{пт}$ и $d_{нт}$ – внутренний диаметр отдельных участков приемного и нагнетательного трубопроводов, м;

$L_{пт}$ и $L_{нт}$ – длина отдельных участков приемного и нагнетательного трубопроводов с одинаковым расходом, м;

$V_{пт}$ и $V_{нт}$ – соответственно скорости движения жидкости на отдельных участках приемного и нагнетательного трубопроводов, м/с;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³.

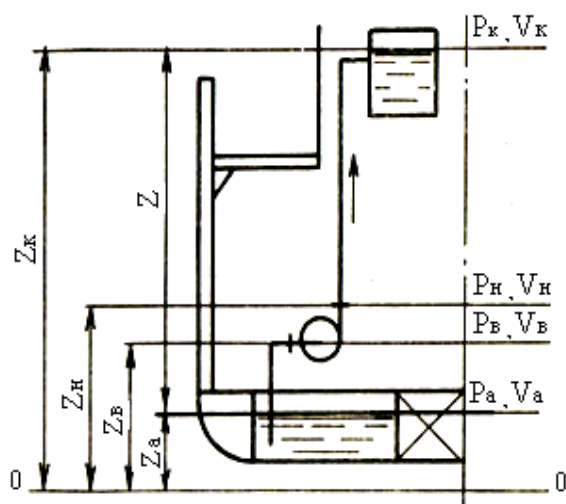


Рис. 1.4. Схема судовой насосной установки

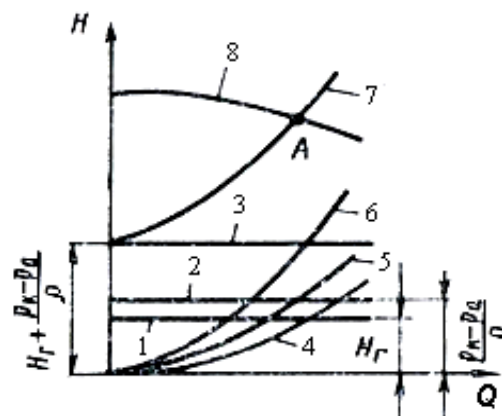


Рис. 1.5. К построению характеристики гидравлической сети и определению рабочего режима системы

В выражении (1.5) первые два слагаемых характеризуют статическую составляющую напора в сети $H_{ст}$, а два последних – определяют динамическую составляющую напора в сети $H_{дин}$, т. е.:

$$H_{ст} = \frac{P_k - P_a}{\rho} + g \cdot (Z_k - Z_a),$$

$$H_{дин} = \frac{V_k^2 - V_a^2}{2} + \frac{(h_{пт} + h_{нт})}{\rho}.$$

Характеристикой сети (ХС) называется графическое изображение зависимости напора H_c , потребляемого сетью от объемного расхода Q_c , т. е. является графическим отображением функции $H_c = f(Q_c)$. Характеристика гидравлической сети определяется на основе гидравлического расчета конкретной сети (1.5 и 1.5а).

В этой характеристике (рис. 1.5):

- не зависящими от расхода в трубопроводе являются H_r и $\frac{(P_k - P_a)}{\rho}$, поэтому они выражаются прямыми 1 и 2. Общая статическая составляющая характеристики сети (ХС) будет равна сумме их ординат (прямая 3).

- зависящими от расхода являются $\sum h_{п} = \frac{(h_{пт} + h_{нт})}{\rho}$ и $\frac{(V_k^2 - V_a^2)}{2}$. Они

представляются параболой второй степени (кривые 4, 5 на рис. 1.5). Результат их суммирование отображается кривой 6 на рис. 1.5.

Полная ХС получается путем суммирования ординат линий 3 и 6 (кривая 7).

Характеристикой насоса называется графическое изображение зависимости напора H от объемной производительности Q насоса. Характеристику насоса получают по результатам его стендового испытания при постоянной частоте вращения. Характеристика $H = f(Q)$ зависит от типа насоса. На рис. 1.5 изображена характеристика центробежного насоса (линия 8).

Под рабочим режимом насоса понимается установившийся режим его работы в данной системе. При установившемся режиме $Q = Q_c$ и $H = H_c$, т. е. устойчивая работа системы возможна при равенстве объемной производительности насоса Q объемному расходу жидкости в сети Q_c и равенстве напора H , создаваемого насосом, напору H_c , потребляемому сетью.

Это является необходимым условием устойчивой работы системы "насос – сеть".

Для определения рабочего режима насоса необходимо совместить характеристику гидравлической сети $H_c = f(Q_c)$ и характеристику принятого к установке насоса $H = f(Q)$ (рис.1.5). Точка пересечения характеристики сети (линия 7) и характеристики насоса (линия 8) определяет рабочий режим гидравлической системы (точка А).

Если характеристика сети $H_c = f(Q_c)$ изменится (штриховые линии на рис.1.6), то изменится режим работы насоса (точки A_1 и A_2).

При эксплуатации насоса необходимо стремиться к тому, чтобы он возможно больше времени работал в оптимальном режиме, т. е. обеспечивал номинальные подачу и напор. Все отклонения от номинального режима при неизменной частоте вращения вызывают снижение экономичности работы насоса.

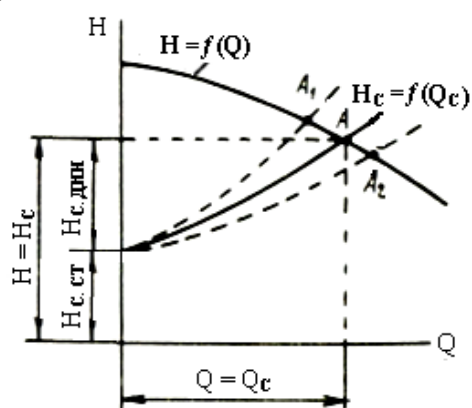


Рис. 1.6. Характеристики насосной установки

Рабочие характеристики насосов $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ при $n = \text{const}$, а также их массогабаритные показатели следует принимать по каталогам производителей. При подборе насоса необходимо всегда стремиться к наиболее близкому совпадению расчетных характеристик насоса и сети, так как расчетному режиму насоса всегда соответствует наибольшее значение КПД.

Примечание. В зависимости от назначения насосной установки в выражении (1.5) для H_c могут отсутствовать отдельные составляющие. Так, например, при перекачке жидкостей из одной емкости в другую, в которых

давление равняется атмосферному ($P_k = P_a$), а скорости на свободной поверхности цистерн ($V_k \approx V_a \approx 0$), потребляемый сетью напор будет определяться высотой подъема жидкости и гидравлическими сопротивлениями трубопровода системы, т. е.

$$H_c = (Z_k - Z_a) + h_{п.т} + h_{н.т}.$$

1.5. Вакуумметрическая высота всасывания

Кроме полного напора важнейшей характеристикой насосной установки (рис.1.4) является *вакуумметрическая высота всасывания*, или *всасывающая способность насоса*.

Если положить $V_a = 0$, то геометрическая высота всасывания насоса $H_{в.с}$, м, определится из выражения

$$H_{в.с} = Z_b - Z_a = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_b}{\rho g} - \frac{V_b^2}{2g} - h_{п.т}.$$

Из этого выражения следует, что геометрическая высота всасывания насоса увеличивается с повышением давления P_a на свободной поверхности приемной емкости, с уменьшением скорости жидкости V_b и гидравлического сопротивления $h_{п.т}$ в приемном трубопроводе, с понижением давления во всасывающем патрубке насоса P_b , нижний предел которого ограничивается давлением насыщенного пара перекачиваемой жидкости P_n .

Если давление жидкости в приемной части насоса упадет до давления P_n , при котором происходит вскипание жидкости, то произойдет срыв работы насоса (кавитация в насосе). Поэтому рабочая вакуумметрическая высота всасывания не должна превышать допустимых значений:

$$H_{в.с}^{доп} = \frac{P_a - P_n}{\rho g} - \Delta h - h_{п.т}. \quad (1.6)$$

Величина Δh представляет превышение (запас) удельной энергии потока жидкости при входе в насос по сравнению с удельной энергией, соответствующей давлению насыщения пара перекачиваемой жидкости при перекачке жидкости.

Обозначив через $\Delta h_{ср}$ такое значение запаса удельной энергии, при котором начинается срыв всасывания, можно представить условие обеспечения нормальной работы насоса в виде

$$\Delta h \geq \varphi \Delta h_{ср}, \text{ где } \varphi - \text{коэффициент запаса } (\varphi > 1).$$

Величина $\Delta h_{ср}$ зависит от типа насоса. Если жидкость перекачивается из закрытой емкости, в которой давление над свободной поверхностью равно давлению насыщенных паров ($P_a = P_n$), то в этом случае насос должен работать с подпором, т. е. размещаться ниже уровня жидкости. В подобных условиях на судах работают конденсатные и питательные насосы.

В процессе эксплуатации вакуумметрическая высота всасывания может

изменяться, однако она не должна превышать допустимого значения $H_{\text{в.с}}^{\text{доп}}$, приводимого в паспорте насоса или ТУ на его поставку.

1.6. Регулирование и совместная работа насосов

Насос и внешняя сеть образуют единую систему. Как было отмечено ранее, устойчивая работа системы возможна при равенстве объемной производительности насоса Q объемному расходу жидкости в сети Q_c и равенстве напора H , создаваемого насосом, напору H_c , потребляемому сетью.

В процессе эксплуатации гидравлической сети ее режим работы может изменяться. При изменении режима работы системы "насос – сеть" происходит нарушение материального и энергетического балансов. Для их восстановления требуется изменение характеристики насоса (ХН) или характеристики сети (ХС), а может быть – и той и другой одновременно.

1.6.1. Регулирование работы насоса

Процесс изменения напорных характеристик сети и насоса с целью обеспечения необходимой подачи принято называть регулированием.

По принципу действия различают количественные и качественные способы регулирования. Они применяются в зависимости от конструктивного исполнения насоса и возможности изменения числа оборотов его приводного двигателя.

1.6.1.1. Количественный способ регулирования применяется для насосов, имеющих приводной двигатель, работающий с $\omega = \text{const}$ и производится изменением характеристики сети (ХС) (рис. 1.7).

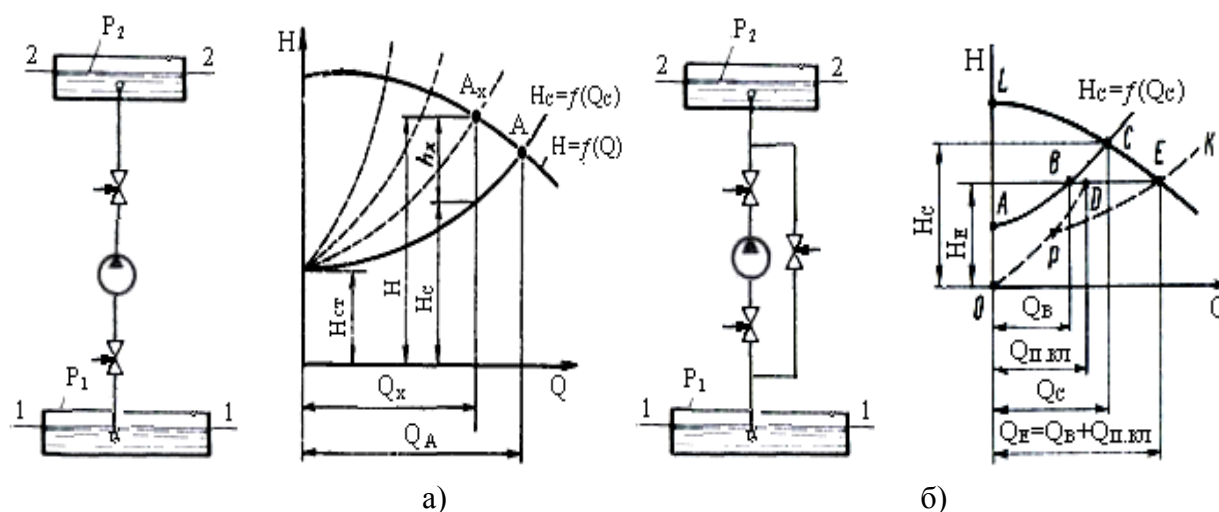


Рис. 1.7. Способы регулирования работы гидравлической сети изменением ее характеристики:

а) регулирование подачи путем изменения характеристики сети дроссельным клапаном

б) регулирование подачи частичным перепуском жидкости (байпасирование подачи)

Регулирование может быть осуществлено *дросселированием* задвиж-

кой (рис. 1.7а), установленной на нагнетательном трубопроводе (наиболее распространенный способ), или дросселированием задвижкой, установленной на всасывающем трубопроводе, а также *частичным перепуском жидкости* из нагнетательного трубопровода во всасывающий (рис. 1.7б).

Рассмотрим сущность некоторых способов регулирования.

Дросселирование потока жидкости лучше производить в напорном трубопроводе, так как такой процесс в приемном трубопроводе связан с опасностью возникновения кавитации.

В судовых условиях регулирование дросселированием на нагнетательном трубопроводе осуществляется наиболее просто и позволяет применять двигатели с нерегулируемым числом оборотов. Оно осуществляется дроссельным клапаном. Каждому положению клапана соответствует определенная ХС и соответственно своя точка пересечения с характеристикой насоса (ХН). В этом случае энергетический баланс гидравлической системы выразится уравнением

$$H = H_c + h_x ,$$

где h_x - сопротивление дроссельного клапана, соответствующее данной подаче насоса. При таком способе преодолевается сопротивление не только сети, но и дроссельного клапана (рис. 1.7а).

Дроссельное регулирование осуществляется при помощи клапана, установленного на напорной линии насоса обычно вблизи от него. По мере закрытия клапана происходит искусственное увеличение сопротивления и соответствующее уменьшение подачи. Каждому положению тарелки клапана соответствует новая характеристика сети (штриховые кривые на рис. 1.7а). Равновесие системы наступит, когда напор насоса $H = H_c + h_x$, где h_x – переменное сопротивление клапана.

Изменяя положение дроссельного органа, а следовательно и h_x , можно получить любую подачу от Q , соответствующую полному открытию, до нуля, когда клапан полностью закрыт. Это неэкономичный способ регулирования, так как в дроссельном органе теряется часть напора, создаваемого насосом. Поскольку при таком способе регулирования полезно используется в сети только напор H_c , то КПД установки η_y будет меньше КПД насоса η

$$\eta_y = \eta \cdot \frac{H_c}{H} .$$

Чтобы повысить КПД насосной установки, напорная характеристика насоса при таком способе регулирования должна быть наиболее пологой. Чем больше статический напор в общем значении напора сети, тем меньше потери напора в клапане для данной подачи и тем выше КПД насосной установки. При этом более целесообразно применять тихоходные насосы.

При работе нескольких насосов на один трубопровод процесс регулирования каждого из них рациональнее производить последова-

тельно, т. е. вначале дросселировать поток на выходе одного из насосов (до полного закрытия дросселя) с последующим его отключением, а затем – на выходе из второго и т. д.

Следует отметить, что при дроссельном регулировании из-за больших значений местной скорости изнашивается регулирующий орган клапана.

Сильное уменьшение подачи при дросселировании может привести к чрезмерному увеличению усилий, действующих на ротор насоса. Эти обстоятельства необходимо учитывать при эксплуатации и применять дросселирование для относительно небольших изменений подачи. Существенными преимуществами дроссельного регулирования являются простота и надежность, что и обусловило его широкое применение в судовых системах.

Регулирование частичным перепуском жидкости из нагнетательного трубопровода во всасывающий (байпасирование) применяют в двух случаях: если существует опасность неустойчивой работы насоса при уменьшении подачи и при необходимости регулирования работы насоса с падающей кривой. Такой способ регулирования подачи приведен на рис. 1.7б.

Здесь кривая LCE – характеристика насоса, парабола ABC – характеристика сети, парабола OPD – характеристика перепускного клапана, OPEK – суммарная характеристика сети и открытого перепускного клапана.

При закрытом перепускном клапане рабочей точкой системы будет точка С. При открытии перепускного клапана она перемещается по насосной характеристике вниз и занимает положение точки Е.

1.6.1.2. Качественное регулирование подачи насоса осуществляется путем изменения частоты вращения ($\omega = \text{varia}$) приводного двигателя. При этом происходит изменение характеристики насоса (рис. 1.8). При изменении характеристики насоса (ХН) рабочая точка меняет свое положение от A_1 до A_3 , что приводит к соответствующему изменению напора и подачи в сети.

Регулирование подачи насоса при помощи изменения частоты вращения является наиболее экономичным, т. к. отсутствует дополнительное гидравлическое сопротивление. В то же время для его осуществления необходим приводной двигатель с регулируемым числом оборотов.

В качестве двигателей насосов судовых систем обычно используют асинхронные короткозамкнутые электродвигатели переменного тока. Регулирование частоты вращения у такого типа электродвигателей осуществляется ступенчато в результате переключения числа пар полюсов. Здесь важно отметить, что с увеличением оборотов область оптимального КПД насоса сужается, поэтому на режиме повышенной нагрузки КПД насоса снижается.

При таком способе регулирования почти не бывает дополнительных потерь в системе "насос – сеть", так как в любых режимах напоры насоса и сети согласованы между собой. Его целесообразно использовать при рабо-

те насоса на преодоление гидравлических сопротивлений. В противном случае целесообразно применять один из способов количественного регулирования.

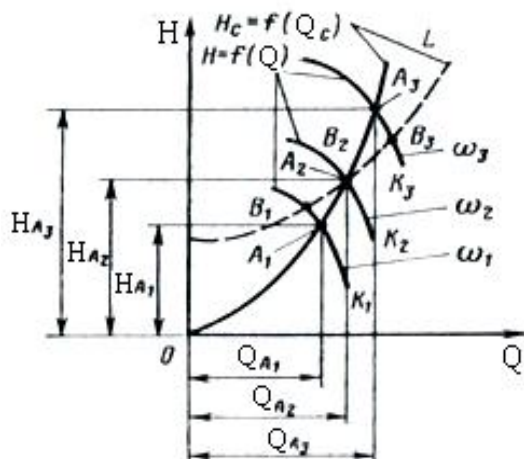


Рис.1.8. Регулирование подачи изменением оборотов двигателя насоса

В судовой практике возможны комбинированные способы регулирования подачи насоса. На рис. 1.8 (пунктирная линия) представлен режим регулирования частичным перепуском и изменением оборотов насоса.

Существуют и другие способы регулирования подачи насоса, например путем изменения подпора. Он находит применение в конденсационных установках.

Изменение подпора насоса влияет на срывную часть насосной характеристики, и рабочий режим насоса из опасной зоны переходит в более безопасную. В кавитационном режиме могут работать конденсатные насосы, насосы водоопреснительных и холодильных установок.

1.6.2. Совместная работа насосов

В судовой практике нередко приходится одновременно подключать два (или несколько) одинаковых (или разных) центробежных насоса к одному трубопроводу. При этом насосы могут работать на трубопроводе последовательно (рис.1.9) или параллельно (рис.1.10).

Варианты совместной работы насосов определяются потребностью сети. Для определения возможного диапазона совместной работы насосов в сети необходимо построить их общую характеристику.

1.6.2.1. Последовательная работа насосов применяется в тех случаях, когда необходимо преодолеть сопротивление сети, превышающее напор одного насоса (рис. 1.9). При этом могут использоваться насосы с одинаковыми или с разными напорными характеристиками. Рассмотрим оба этих варианта совместной работы насосов на гидравлическую сеть.

Представим себе, что в трубопровод жидкость подается не одним, а двумя насосами с **одинаковыми напорными характеристиками** $H-Q$, подключенными к нему последовательно (линии 1 и 2 рис. 1.9а).

Суммарную характеристику двух последовательно работающих насосов получают сложением их напоров при одинаковой подаче (линия 3). Пересечение суммарной характеристики насосов с характеристикой Q_c трубопровода системы в точке А определяет рабочий режим двух последовательно включенных центробежных насосов.

При индивидуальной работе насосов на трубопровод рабочей точкой

одного из них будет A_1 (подача Q_1), а другого – A_2 (подача Q_2). При совместной работе насосов точки A_1 и A_2 займут положение A_3 и A_4 , причем подача насосов будет одинаковой и равной Q . Суммарный напор, развиваемый обоими насосами, будет H (рабочая точка A).

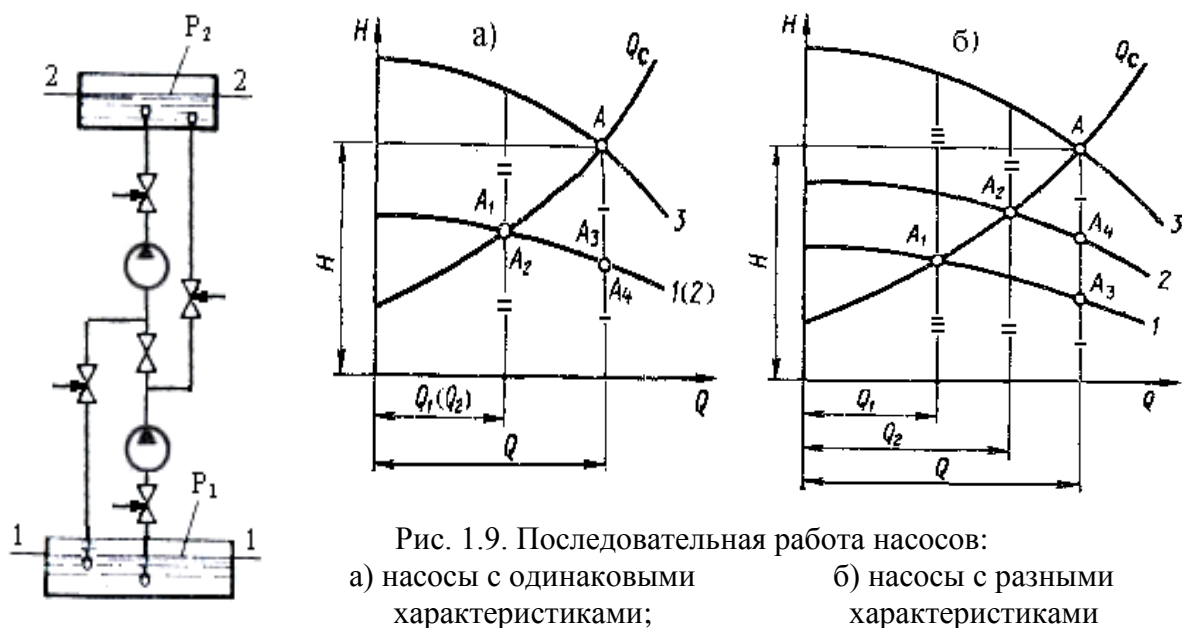


Рис. 1.9. Последовательная работа насосов:
а) насосы с одинаковыми характеристиками;
б) насосы с разными характеристиками

При последовательной работе двух насосов, имеющих **разные напорные характеристики** (линии 1 и 2 рис. 1.9б), суммарную характеристику двух последовательно работающих насосов получают также сложением их напоров при одинаковой подаче (линия 3). Пересечение суммарной характеристики насосов с характеристикой Q_c трубопровода системы в точке A определяет рабочий режим двух последовательно включенных центробежных насосов.

При индивидуальной работе насосов на трубопровод рабочей точкой одного из них будет A_1 (подача Q_1), а другого – A_2 (подача Q_2). При совместной работе насосов точка A_1 займет положение A_3 , а точка A_2 – положение A_4 , причем подача насосов будет одинаковой и равной Q . Суммарный напор, развиваемый обоими насосами, будет H (рабочая точка A).

При последовательном подключении насосов напор от первого насоса поступает на вход второго насоса. Давление, создаваемое первым насосом, может превысить предельные показания мановакуумметра второго насоса. Поэтому *перед переходом на последовательный режим работы мановакуумметр второго насоса следует отключить*.

На всех режимах последовательной работы насосов **ЗАПРЕЩАЕТСЯ** резко закрывать нагнетательный клапан второго насоса и клапан на общем напорном трубопроводе из-за возможности гидравлического удара.

1.6.2.2. Параллельное соединение насосов применяют, когда требуется увеличение подачи в трубопровод жидкости, превышающей производительность одного насоса.

Рассмотрим вариант параллельной работы насосов **с одинаковыми**

напорными характеристиками $H-Q$ (рис. 1.10а). Характеристике каждого из них соответствуют линия 1 или 2.

Суммарную характеристику двух параллельно работающих насосов получают сложением их подач при одинаковых напорах (линия 3).



Нанося на эти характеристики насосов характеристику Q_c сети, получают рабочие точки A_1 (или A_2) и A , которые определяют количество воды, подаваемое в трубопровод одним и двумя параллельно работающими насосами (рис. 1.10а). Из рисунка видно, что подача одного насоса равна Q_1 (или Q_2), а двух насосов – Q .

Здесь важно отметить, что суммарная подача параллельно работающих насосов (рабочая точка A) меньше суммы подач при их индивидуальной работе (рабочие точки A_1 и A_2), т. е. $Q < Q_1 + Q_2$. Это обусловлено тем, что гидравлическое сопротивление, пропорциональное квадрату расхода, увеличивается при переходе от индивидуальной работы насоса к параллельной.

Для любой рабочей точки на суммарной напорной характеристике, справедливо равенство подач и напоров каждого работающего насоса. Линия, проведенная через рабочую точку параллельно оси подач (линия постоянного напора) делится пополам индивидуальной характеристикой насоса (рис. 1.10а).

Условия работы насосов **с разными напорными характеристиками**, при их параллельном соединении (рис. 1.10б) отличаются от рассмотренного варианта.

В частности, насос с меньшей напорной характеристикой (линия 1), оказывает влияние на суммарную подачу только при $H_{\text{общ}}$ ниже напора холостого хода. До этого момента (рабочая точка A_3) этот насос "заперт" напором насоса с большей напорной характеристикой (линия 2) и не подает жидкость в систему. Поэтому на участке подачи от 0 до $Q_{\text{общ}}$ включение насоса с меньшей напорной характеристикой не имеет смысла.

При общей рабочей точке A , расположенной на участке с $Q > Q_{\text{общ}}$,

распределение подачи между работающими насосами неравномерно: насос с большим напором дает большую подачу, а с меньшим – меньшую.

1.7. Условия работы насосов

В судовых системах применяют центробежные, осевые, вихревые, поршневые, водокольцевые и водоструйные насосы. Рассмотрим условия, в которых работают эти насосы.

Осушительные насосы работают в сложных и разнообразных условиях. Так как уровень откачиваемой трюмной воды, как правило, находится ниже насоса, то осушительный насос должен обладать способностью к самовсасыванию или иметь самовсасывающее устройство.

Во всасывающую магистраль осушительной системы может проникать воздух через различные неплотности, что снижает подачу воды и делает неустойчивой работу насоса. Очень большое содержание воздуха во всасывающей магистрали приводит к срыву работы насоса. Поэтому важно, чтобы просочившийся воздух непрерывно удалялся самовсасывающим устройством или самим насосом.

Следует отметить, что осушительный насос после откачивания воды из льял продолжает работать на режиме сухого всасывания, если не предусмотрено его автоматическое отключение. Такая работа, если ее возможность не учтена в конструкции, неблагоприятно отражается на надежности действия насоса. При достаточной подаче осушительные насосы используют в качестве балластных для приема и выкачки балласта.

Балластные насосы могут откачивать балласт из бортовых и междудонных цистерн. Насосы, откачивающие балластную воду из междудонных цистерн, должны быть способны к самовсасыванию или иметь самовсасывающее устройство. Балластные насосы часто используют в качестве осушительных.

Пожарные насосы через магистраль и отростки подают воду к пожарным кранам. В обычных условиях пожарные насосы снабжают рабочей водой эжекторы осушения и эжекторы водоотливных установок, а также подают воду для мытья палуб.

При работе пожарного насоса на общую магистраль высокого давления подача может достигать даже нулевого значения, когда нет потребителей воды. При отсутствии расхода воды корпус насоса может сильно нагреться, поэтому в насосе или в системе необходимо предусматривать устройство, исключающее работу насоса с нулевой подачей (например, байпасный трубопровод).

Пожарные насосы устанавливают ниже ватерлинии, поэтому они работают с подпором или с небольшой высотой всасывания. Только аварийные насосы с дизельным или другим приводом работают с высотой всасывания до 5 м, поскольку их устанавливают на главной палубе.

Санитарные насосы по условиям работы выполняют самовсасывающими. Обычно насос подает воду в пневмоцистерну (гидрофор), откуда

она под давлением сжатого воздуха поступает к потребителям. Насос включается и выключается автоматически. При такой схеме обеспечивается подача воды к потребителям в любое время при минимальной затрате насосом мощности.

Условия работы насосов учитывают при их проектировании и эксплуатации. Для нормальной эксплуатации насосов от обслуживающего персонала требуются знания их конструктивных особенностей, правил пуска, остановки, обслуживания во время работы и бездействия.

Эксплуатация насоса должна проводиться в полном соответствии с инструкцией по его эксплуатации. Основные сведения по эксплуатации различных типов насосов приведены в соответствующих разделах лекций.

Рассмотрим конструкции, принцип работы и особенности эксплуатации насосов наиболее широко применяемых в судовых системах, в гидравлических рулевых устройствах и палубных механизмах. К ним относятся центробежные и осевые лопастные насосы, струйные, поршневые, роторные и др., представленные на рис 1.1 и рис. 1.2.

1.8. Конструкция, принцип действия и классификация ЦН

Центробежными называют лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо от центра к периферии. В центробежных насосах (ЦН) поток жидкости в области рабочего колеса имеет радиальное направление. По принципу действия центробежные насосы относятся к лопастным насосам и являются наиболее распространенным видом динамических насосов.

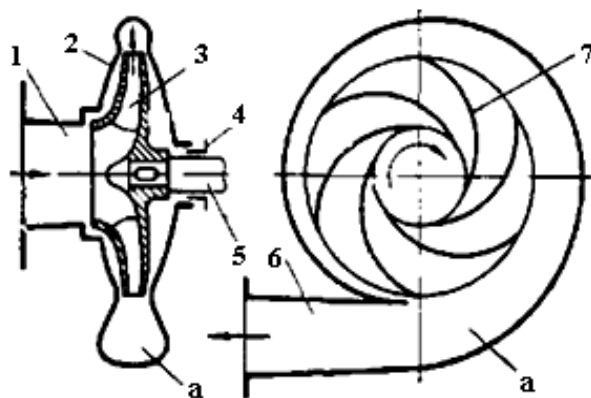


Рис. 1.11. Схема одноступенчатого консольного центробежного насоса:
1 – конфузорный подвод; 2 – корпус;
3 – рабочее колесо; 4 – уплотнительный сальник; 5 – вал; 6 – диффузорный выходной патрубок; 7 – лопасти рабочего колеса;
а – спиральный отводящий канал

Лопастные рабочего колеса оказывают силовое воздействие на поток жидкости и передают ей механическую энергию. Повышение давления жидкости в колесе создается в основном под действием центробежных сил.

Основными деталями насоса (рис. 1.11) являются корпус 2 и рабочее колесо 3, состоящее из двух дисков, между которыми находятся лопасти 7. Рабочее колесо расположено на валу 5 консольно и закреплено на нем при помощи шпонки. При вращении рабочего колеса в его центральной части образуется

пониженное давление, вследствие чего жидкость из приемного трубопровода непрерывно поступает в насос через подвод 1, выполненный в виде конического патрубка (конфузора) с прямолинейной осью.

Обтекая лопасти, жидкость движется в радиальном направлении от центра колеса к его периферии. Здесь жидкость отводится в спиральный отводящий канал "а" и направляется в диффузорный выходной патрубок б, где скорость ее снижается и кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию давления. Так как частота вращения колеса постоянна, то движение жидкости во всасывающей и нагнетательной трубах, присоединенных к насосу, совершается с постоянной скоростью.

Изображенный на рис. 1.11 центробежный насос имеет одно рабочее колесо с односторонним входом жидкости.

Применение нескольких рабочих колес в одном насосе позволяет значительно расширить область использования центробежных насосов и создает ряд конструктивных преимуществ. Центробежные насосы выполняют с последовательным и параллельным соединениями колес (рис. 1.12).

Насосы с последовательным соединением рабочих колес (рис. 1.12а) называются многоступенчатыми. Напор такого насоса равен сумме напоров отдельных колес (ступеней), а подача равна подаче одного колеса. Все колеса многоступенчатого насоса насажены на общий вал и образуют единый ротор.

Насосы с параллельным соединением колес (рис. 1.12б) называются многопоточными. Напор такого насоса равен напору одного колеса, а подача насоса равна сумме подач отдельных колес. Многопоточные насосы применяются для перекачивания больших количеств жидкости.

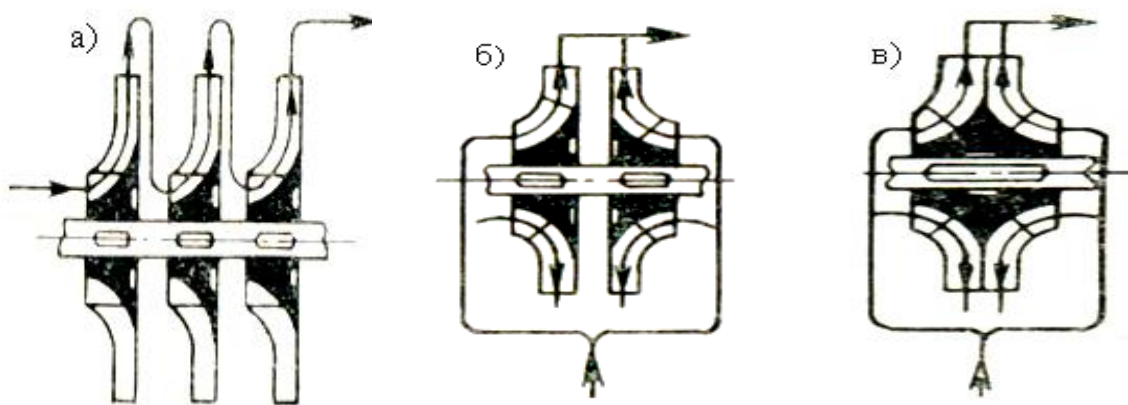


Рис 1.12. Схемы соединения рабочих колес центробежного насоса:

- | | | |
|---|---|--|
| а) последовательное соединение рабочих колес; | б) параллельное соединение рабочих колес; | в) с рабочим колесом двустороннего входа |
|---|---|--|

Наибольшее распространение получили двухпоточные насосы с рабочим колесом двустороннего входа, представляющие собой соединение в одной детали двух обычных колес (рис. 1.12в).

Судовые центробежные насосы также различают:

– *по расположению опор*: на консольные; с опорами, расположенными по концам вала, и моноблочные. У моноблочных насосов рабочее колесо насаживают непосредственно на вал фланцевого электродвигателя; для крепления к электродвигателю насос имеет свой фланец;

- по расположению вала: горизонтальные и вертикальные;
- по величине напора : низконапорные – до $5 \cdot 10^5$ Н/м², средненапорные – до $50 \cdot 10^5$ Н/м², высоконапорные — свыше $50 \cdot 10^5$ Н/м²;
- по способу привода: электронасосы, турбонасосы и мотопомпы с приводом от ДВС;
- по подаче: малой – до 20 м³/ч; средней – до 60 м³/ч; высокой – более 60 м³/ч;
- по роду перекачиваемой жидкости: нефтеперекачивающие; водоперекачивающие; насосы, перекачивающие кислоты, щелочи, минеральные масла, а также жидкость с механическими частицами, находящимися во взвешенном состоянии;
- по всасывающей способности: насосы самовсасывающие и несамовсасывающие;
- по конструкции корпуса: однокорпусные, секционные;
- по быстроходности: тихоходные, нормальные, быстроходные.

1.8.1. Основное уравнение центробежных насосов

Основное уравнение центробежного насоса впервые в самом общем виде было получено в 1754 г. Л. Эйлером.

Физический смысл уравнения Эйлера применительно к центробежному насосу (ЦН) заключается в установлении зависимости между энергией, сообщаемой потоку жидкости в рабочем колесе (РК) насоса, и скоростями потока жидкости на выходе и входе в колесо.

Для его вывода используются теоремы количества движения и момента количества движения. При этом движение жидкости в РК ЦН рассматривается с трех позиций:

- *относительно неподвижной системы осей, связанной с корпусом насоса (абсолютное движение со скоростью C), т. е. скорость относительно корпуса насоса;*
- *относительно подвижной системы осей, связанной с РК (относительное движение со скоростью w), т. е. скорость относительно рабочего колеса; относительная скорость жидкости направлена по касательной к поверхности лопасти в рассматриваемой точке РК.*
- *совместно с подвижной системой осей (переносное движение со скоростью u) В переносном движении жидкость вращается вокруг оси РК, т. е. переносная окружная скорость u , определяется угловой скоростью вращения ω и направлена по касательной к окружности в рассматриваемой точке РК.*

Сумма относительного и переносного движений дает абсолютное движение жидкости, т. е. движение ее относительно неподвижного корпуса насоса. *Абсолютное движение – это результат геометрического сложения относительного и переносного движений.* В векторном

форме это записывается в виде $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$. Таким образом, образуется треугольник скоростей. Иногда используется термин «параллелограмм скоростей».

Действительное движение жидкости в РК ЦН неустановившееся и трехмерное. Применение законов механики к такому движению – сложная задача. Поэтому при исследовании силового взаимодействия РК насоса с потоком жидкости принимают допущение – производят осреднение параметров потока по сечению, считая его движение одномерным.

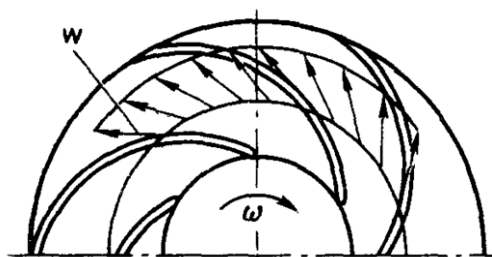


Рис. 1.13. Распределение относительных скоростей в межлопастных каналах РК ЦН по струйной теории

В ЦН широко используется струйная теория. Согласно ей действительное движение в РК с конечным числом лопастей "z" заменяется движением в колесе с бесконечным числом "∞" бесконечно тонких лопастей. В таком идеализированном РК насоса поток жидкости будет симметричным относительно его оси (рис. 1.13).

При струйной теории движения жидкости в любой точке РК ЦН можно определить величину w и ее направление, а по " w " и " u " – найти " C " и построить треугольник (параллелограмм) скоростей. Зная их на входе и выходе из РК насоса, а также в его межлопастном пространстве, можно произвести расчет, профилирование РК и определение напора

Разрез РК ЦН и треугольники скоростей на входе и выходе межлопастных каналов приведены на рис. 1.14.

Конечный вид уравнения удельной теоретической работы (не учитываются потери энергии в проточной части колеса):

$$E_z^\infty = (u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}). \quad (1.7)$$

Это одно из уравнений центробежных машин вообще и центробежных насосов в частности. Оно впервые получено Л. Эйлером и носит его имя.

С другой стороны $E_z^\infty = H_z^\infty$, где H_z^∞ – теоретический напор колеса ЦН при бесконечном числе лопастей, откуда

$$H_z^\infty = E_z^\infty = (u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}). \quad (1.8)$$

Учитывая, что выражение (1.8) выведено без ограничений на взаимное расположение лопастей и оси вращения РК насоса, величину углов лопасти и треугольников скоростей, оно справедливо при определении напора для любых РК лопастных насосов и вентиляторов (центробежных и осевых).

В центробежных насосах обычно жидкость поступает в рабочее колесо без закрутки (см. входной треугольник скоростей на рис. 1.14), т. е. $C_{1u} = 0$. Тогда уравнение (1.8) принимает вид

$$H_z^\infty \approx u_2 \cdot C_{2u}. \quad (1.9)$$

Из анализа выражения (1.9) следует, что с увеличением ω возрастает H_z^∞ , т. е. наблюдается связь $H_z^\infty = f(\omega^2)$ (напор пропорционален ω^2). При $\omega = \text{const}$ напор H_z^∞ с увеличением выходного диаметра РК возрастает, при этом, профилируя лопасть РК с углом $\alpha_1 = 90^\circ$ (безударный вход потока жидкости), можно добиться увеличения H_z^∞ .

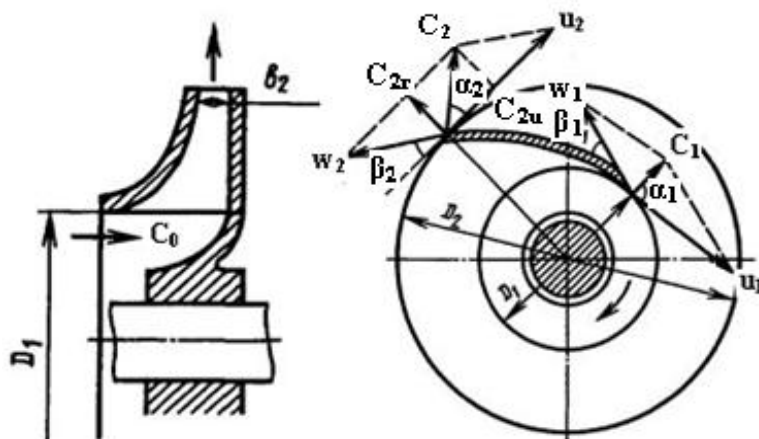


Рис.1.14. Меридианный разрез рабочего колеса ЦН и треугольники (параллелограммы) скоростей на входе и на выходе межлопастных каналов

В процессе проектирования ЦН важно знать зависимость между напором насоса и его подачей: $H_z^\infty = f(Q_z)$. Их аналитическая зависимость может быть получена путем замены C_{2u} через C_{2r} и тангенс угла β_2 (рис. 1.14). С учетом этого и после несложных преобразований выражение (1.9) приводится к виду

$$H_z^\infty = u_2^2 - \frac{u_2 \cdot C_{2r}}{\text{tg} \beta_2}. \quad (1.10)$$

С использованием треугольников скоростей на входе и выходе РК и теоремы косинусов имеем

$$H_z^\infty = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}, \quad (1.11)$$

где $\frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} = H_{z \text{ дин}}^\infty$ — динамический напор (прирост кинетической энергии жидкости при ее прохождении через проточную часть РК);

$\frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2}$ — напор, обусловленный работой центробежной силы;

$\frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2}$ — прирост напора насоса за счет преобразования кинетической энергии относительного движения.

Их сумма равна статическому напору:

$$H_{z \text{ ст}}^\infty = \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2} + \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2}.$$

Соотношения напоров в центробежных насосах составляют:

$$H_{z \text{ ст}}^\infty = (0,65-0,8)H_z^\infty; H_{z \text{ дин}}^\infty = (0,2-0,3)H_z^\infty; H_{z \text{ ст}}^\infty / H_{z \text{ дин}}^\infty = (3,3-3,4).$$

Уравнение в форме выражения (1.11) применимо ко всем лопастным машинам (насосам, вентиляторам, компрессорам и турбинам).

Отношение теоретического статического напора $H_{z\text{ст}}^\infty$ рабочего колеса к его полному теоретическому напору H_z^∞ называется *степенью реактивности* ρ_k колеса. Используя вышеприведенные соотношения (1.11) с учетом условия (1.9) имеем

$$\rho_k = \frac{H_{z\text{ст}}^\infty}{H_z^\infty} = \frac{H_z^\infty - H_{z\text{дин}}^\infty}{H_z^\infty} = 1 - \frac{H_{z\text{дин}}^\infty}{H_z^\infty} = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2} \quad (1.12)$$

При изменении оборотов РК ЦН будут изменяться и скорости в его выходном сечении, т. е. каждому значению ω будет соответствовать свой треугольник скоростей. Причем при разных ω они будут подобны между собой. С учетом этого, используя уравнение сплошности, одну из форм уравнения напора и формулу для определения теоретической мощности насоса N_z^∞ , можно получить зависимости Q , H_z^∞ и N_z^∞ от n , т. е.

$$Q = f(n); H_z^\infty = f(n^2); N_z^\infty = f(n^3).$$

Вывод этих зависимостей приведен в работе [1].

1.8.2. Влияние конечного числа лопастей рабочего колеса на напор

Уравнение (1.8) получено в предположении, что жидкость движется по закону, заданному лопастями РК, и при этом сохраняется равномерное распределение скорости потока в любом месте сечения канала РК. Однако в реальных условиях количество лопастей ограничено и РК имеет конечное число "z" лопастей. Поэтому траектории частиц жидкости, находящихся в пространстве между лопастями, не совпадают с очертаниями лопасти и не подчиняются вышеуказанному закону.

Схема движения частиц жидкости в межлопастном канале РК насоса с конечным числом лопастей приведена на рис. 1.15. В этом случае в межлопастном канале РК возможен отрыв потока с тыльной стороны лопасти на ее поверхности, появление вихревых зон пониженного давления, возникновение относительного вихря.



Рис. 1.15. Схема движения частиц жидкости при конечном числе лопастей:
1 – линии движения частиц жидкости;
2 – относительный вихрь

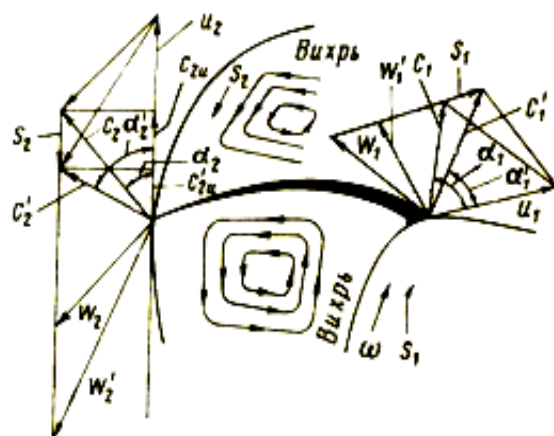


Рис. 1.16. К определению теоретического напора насоса при конечном числе лопастей

Наличие такого вихря приводит к искажению треугольников скоростей на входе в РК и выходе из него. В этих условиях частицы жидкости приобретают дополнительные скорости S_1 и S_2 (рис. 1.16). Причем характер действия их неодинаков: на входе S_1 совпадает с направлением вращения колеса, а на выходе из РК S_2 направлена против его вращения. Их воздействие приводит к неравенствам: $C'_1 > C_1$, $C'_2 < C_2$. С учетом этого уравнение теоретического напора насоса H_z при z лопастях запишется в виде

$$H_z = u_2 C'_2 \cos \alpha'_2 - u_1 C'_1 \cos \alpha'_1 = u_2 C'_{2u} - u_1 C'_{1u} \approx u_2 C'_{2u}. \quad (1.13)$$

Из анализа уравнений (1.8) и (1.12) следует:

$$H_z < H_z^\infty; \quad \frac{H_z}{H_z^\infty} = \frac{C'_{2u}}{C_{2u}} = k < 1.$$

Величина k , характеризующая уменьшение окружной составляющей скорости C_{2u} , изменяется в пределах 0,6–0,8 и зависит от конструкции и формы лопастей РК.

Кроме того, часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений. Снижение напора вследствие гидравлических потерь учитывается введением гидравлического коэффициента полезного действия η_g . С учетом этих поправок действительный напор насоса

$$H_d = H_z^\infty \cdot k \cdot \eta_g = H_z \cdot \eta_g. \quad (1.14)$$

1.8.3. Влияние угла β_2 рабочих лопаток на напор насоса

Угол β_2 — важный конструктивный параметр. С его помощью можно получить различные значения H_z , применительно к центробежным машинам (насос, вентилятор, компрессор).

Лопастей РК ЦН разделяются по следующим признакам:

- *форме поверхности*: цилиндрическая и двоякой кривизны.

Цилиндрические лопасти имеют кривизну только в плоскости, перпендикулярной оси вращения, а в сечении поверхности лопасти плоскостью, проходящей через ось колеса, представляет собой прямую линию; лопасти двойной кривизны имеют кривизну в радиальном и осевом направлениях;

- *величине β_2* : загнутые назад — при $\beta_2 < 90^\circ$ с радиальным выходом — при $\beta_2 = 90^\circ$ и загнутые вперед — при $\beta_2 > 90^\circ$ (рис. 1.17);
- *степени реактивности*.

Для выявления влияния β_2 на H_z^∞ ЦН и определения характера этого влияния рассмотрим три одинаковых по геометрическим размерам РК, имеющих равные G , ω и различающихся конструктивным типом лопасти. При этом соблюдается условие $\alpha_1 = 90^\circ$, $C_{1u} = 0$ (условие максимально развиваемого напора).

В основу сравнения положим уравнение (1.10) и рис 1.17.

1. Лопасть загнута назад (рис. 1.17а): $\tan \beta_2 > 0$, $H_z^\infty < u_2^2$, так как из уравнения (1.10) $\frac{u_2 \cdot C_{2r}}{\tan \beta_2} > 0$.

2. Лопасть направлена по радиусу (радиальная), (рис. 1.17б): $\operatorname{tg} \beta_2 = \infty$. При этом $\frac{u_2 \cdot C_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_2} \cong 0$, отсюда $H_z^\infty = u_2^2$. РК с радиальными лопастями имеют равенство статического и динамического напоров, т. е.

$$H_{z \text{ ст}}^\infty = 0,5 u_2^2 \text{ и } H_{z \text{ дин}}^\infty = 0,5 u_2^2.$$

3. Лопасть загнута вперед (рис. 1.17в): $\operatorname{tg} \beta_2 < 0$.

При этом $\frac{u_2 \cdot C_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_2} < 0$, отсюда $H_z^\infty = u_2^2 + \Delta H$, $H_z^\infty > u_2^2$.

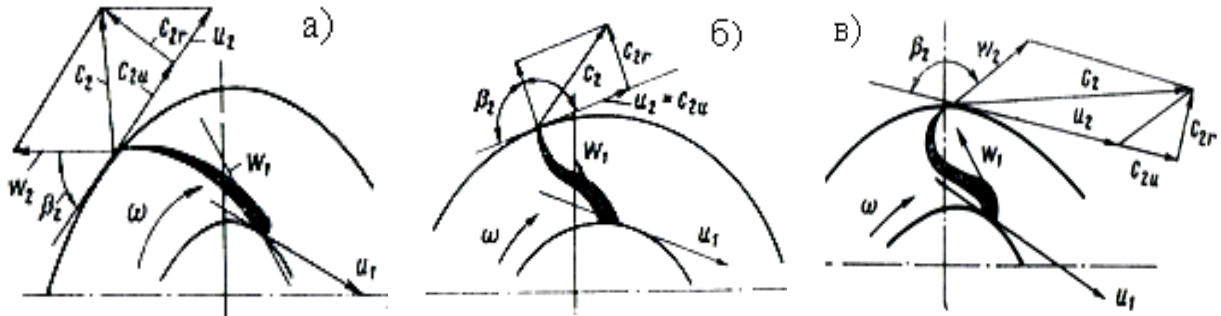


Рис.1.17. К определению теоретического напора:

а) лопасти, загнутые
назад: $\beta_2 < 90^\circ$;

б) лопасти с радиальным
выходом: $\beta_2 = 90^\circ$;

в) лопасти, загнутые
вперед: $\beta_2 > 90^\circ$

В судовом насосостроении наиболее распространены РК с $\beta_2 = 17\text{--}30^\circ$ и степенью реактивности $\rho_k = 0,65\text{--}0,75$.

Для РК с лопастями, загнутыми назад (по сравнению с другими типами лопастей), характерны: плавное прохождение жидкости через РК, большее повышение давления в межлопастных каналах РК, меньшие вероятность отрыва потока и гидравлические потери, лучшее регулирование подачи, хорошее согласование с работой быстроходных приводных двигателей. Такие рабочие колеса нашли самое широкое применение в судовых насосах.

Лучшим конструктивным типом с точки зрения большего напора является лопасть, загнутая вперед. У такого РК рост напора происходит за счет увеличения абсолютной скорости на выходе C_2 , которую затем необходимо уменьшить до скорости, соответствующей скорости в нагнетательном трубопроводе. Этот процесс протекает с большими потерями энергии из-за возможного отрыва потока и появления вихревых течений. Такие рабочие колеса широко используются в центробежных вентиляторах.

1.8.4. Коэффициент быстроходности. Формы рабочих колес

Коэффициент быстроходности n_s – безразмерный критерий механического подобия.

Он образуется из параметров режима работы насоса (Q , H , ω). Уравнение для его определения выводится на основе теории размерности. Вывод имеется в работе [1]. В конечном виде формула n_s будет

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H_1^{3/4}}, \quad (1.15)$$

где n – частота вращения колеса, об/мин;

Q – подача насоса, м³/с;

H_1 – напор насоса, кгс·м/кг или м столба перекачиваемой жидкости.

Учитывая, что $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, с⁻¹; $H = g \cdot H_1$, Дж/кг, получим

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (1.16)$$

Величина n_s определяется для режима работы насоса, имеющего η_{\max} . При этом параметры Q и H являются характеристиками элементарной ступени, т. е. для колеса с двусторонним подводом жидкости в формулы (1.15) или (1.16) вместо Q следует подставлять $Q/2$, а в случае многоступенчатого насоса они представляют собой подачу и напор только одной ступени.

Из формулы (1.15) видно, что коэффициент быстроходности n_s при данных значениях Q и H пропорционален частоте вращения n насоса.

Коэффициент быстроходности оказывает непосредственное влияние на форму рабочего колеса. Так как данному напору соответствует определенная окружная скорость u_2 на наружном диаметре рабочего колеса D_2 , то чем больше частота вращения n , тем меньше D_2 . Вместе с тем диаметр отверстия входа потока в рабочее колесо D_0 определяется главным образом значением Q и лишь незначительно уменьшается с возрастанием частоты вращения n . Отсюда следует, что увеличение n , а следовательно, и n_s ведет к уменьшению отношения D_2/D_0 .

На рис. 1.18 показаны типы лопастных колес с односторонним подводом жидкости в зависимости от коэффициента быстроходности и указаны ориентировочные значения D_2/D_0 .

Колеса центробежных насосов			Колеса диагональных насосов	Колеса осевых насосов		
$n_s = 40-80$	$n_s = 80-150$	$n_s = 150-300$	$n_s = 300-500$	$n_s = 400-600$	$n_s = 600-1200$	$n_s = 1200-2000$
$\frac{D_2}{D_0} = 3,0-2,0$	$\frac{D_2}{D_0} = 2,0-1,6$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,6-1,4$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,2-1,1$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,85-0,75$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,75-0,70$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,7-0,6$
Лопастные цилиндрические			Лопастные с облой кривизны			

Рис. 1.18. Классификация рабочих колес лопастных насосов по n_s

Как видно из формулы (1.15), при данной частоте вращения увеличение подачи и уменьшение напора приводят к увеличению коэффициента быстроходности и наоборот. Поэтому колеса большой быстроходности

предназначены для создания малых напоров и больших подач, а колеса малой быстроходности используются для больших напоров и малых подач.

Величина $n_s = \text{const}$ для целого ряда геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах. Исходя из этого, n_s можно использовать для выбора конструкции РК лопастных насосов. В зависимости от n_s их РК разделяются на 7 групп (рис. 1.18). Из них выделяются: тихоходные ($n_s = 40\text{--}80$); нормальные ($n_s = 80\text{--}150$); быстроходные ($n_s = 150\text{--}300$); диагональные ($n_s = 300\text{--}600$); осевые ($n_s = 600\text{--}1200$).

Тихоходные насосы с $n_s < 50$ находят ограниченное применение из-за больших потерь энергии от трения. КПД их мал. Насосы с высокими значениями n_s более экономичны.

Для РК ЦН при $G = \text{const}$ и $H = \text{const}$, изготовленных с двусторонним подводом жидкости, подача регулируется в равном отношении между правой и левой его половинами. При этом n_s уменьшается в $\sqrt{2}$ раз, и насос становится менее быстроходным. Величина n_s оказывает существенное влияние на конструктивную форму РК насоса.

При расчете формы РК насоса (центробежного или осевого) n_s дает возможность выбрать наиболее рациональные его размеры, которые при заданных значениях H , Q и ω обеспечивают η_{max} . Его величина была достигнута для насоса с $n_s = 140$ и составила $\sim 90\%$.

1.8.5. Проточные каналы корпуса насоса

Проточные каналы корпуса насоса состоят из каналов, подводящих и отводящих жидкость от рабочего колеса. От характера движения жидкости в каналах корпуса насоса зависит движение жидкости в рабочем колесе. На расчетном режиме работы насоса относительное движение жидкости в рабочем колесе считается установившимся. Для обеспечения такого движения необходимо, чтобы поток до и за ним был осесимметричным.

Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к конструкции проточных каналов корпуса является создание осесимметричного потока.

1.8.5.1. Подводящие каналы (подводы) должны обеспечивать требуемые по значению и направлению скорости жидкости при входе в колесо. При этом поле скоростей должно быть возможно более осесимметричным и равномерным по всему сечению. Типы подводящих устройств представлены на рис. 1.19.

В насосах, с консольно расположенным рабочим колесом, широко применяются подводы в виде конфузоров с прямолинейной и криволинейной осями.

Прямолинейный конфузор (рис. 1.19а) представляет собой конический патрубок с прямолинейной осью в котором иногда устраивают решетку в виде пластин 1, расположенных в меридианных плоскостях, что обеспечи-

вает поступление потока в рабочее колесо без вращения ($C_{1u} = 0$).

Поток в конфузоре движется ускоренно. Скорость жидкости увеличивается обычно на 15-20 %. Ускоренное движение обеспечивает протекание потока в канале с минимальными гидравлическими потерями и выравнивает поле скоростей перед входом в рабочее колесо. Прямолинейный конфузور является наилучшим типом подводящего канала.

Конфузор с криволинейной осью выполняется в виде колена с большим радиусом поворота (1.19б).

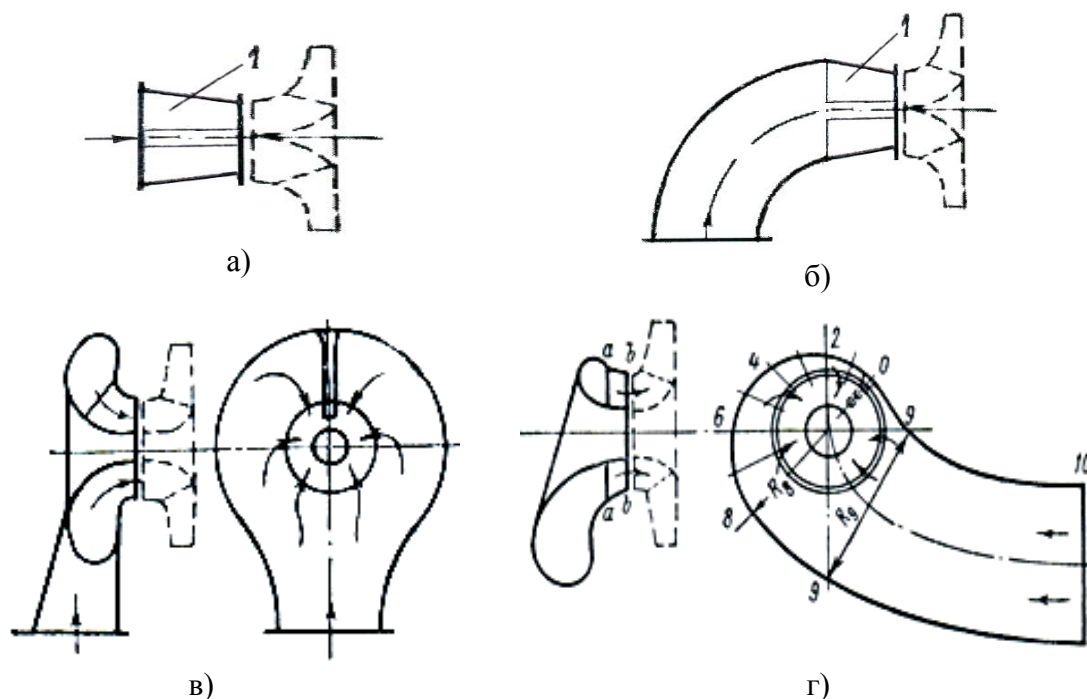


Рис. 1.19. Типы подводящих устройств:

- а) конфузор с прямолинейной осью; б) конфузор с криволинейной осью;
в) кольцевой подвод; г) спиральный подвод

В насосах с опорами, расположенными по концам вала, применяются устройства с кольцевым и спиральным подводами жидкости.

Кольцевой подвод (рис. 1.19в) состоит из входного патрубка и кольцевой камеры постоянного сечения, заканчивающейся конфузором перед колесом. Кольцевой подвод применяют в многоступенчатых насосах. Недостатком кольцевого подвода является неравномерное распределение скоростей в сечении потока при входе в рабочее колесо. Это обусловлено образованием вихревой зоны за валом колеса при его обтекании потоком и воздействием центробежных сил на частицы жидкости при изменении направления движения потока из радиального во входном патрубке в осевое перед колесом. Неравномерность поля скоростей потока при входе в колесо уменьшается при снижении скорости жидкости в кольцевой камере, т. е. при увеличении площади сечения кольцевой камеры.

Спиральный подвод (рис. 1.19г) состоит из входного патрубка 10–9, спирального канала 8–6–4–2–0 и конфузора. Спиральный канал заканчивается ребром, которое разделяет потоки, поступающие в колесо из спиральной камеры 8–6–4–2 и непосредственно из входного патрубка. Пройдя

входной патрубок, одна половина потока поступает в рабочее колесо, а другая – по спиральному каналу равномерно подается через конфузор во входное отверстие рабочего колеса.

Спиральный подвод позволяет избежать образования вихревой зоны за валом и способствует выравниванию поля скоростей в потоке. Распределение скоростей в сечении потока при входе в колесо происходит значительно равномернее, чем в кольцевом подводе.

1.8.5.2. Отводящие каналы (отводы) создают осесимметричность потока жидкости при выходе из рабочего колеса и преобразуют кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в энергию давления. Относительное значение напора, преобразуемого в отводящих каналах в давление, согласно зависимости (1.12) составляет $\frac{H_{z\text{дин}}^\infty}{H_z^\infty} = (1 - \rho_k)$.

Из этого уравнения следует, что чем меньше коэффициент реакции ρ_k рабочего колеса, тем большую долю напора отводящие каналы преобразуют в давление. Обычно в отводящих каналах корпуса в давление преобразуется от одной четверти до трети напора рабочего колеса. Поэтому их гидравлическое совершенство существенно сказывается на КПД всего насоса.

Каналы, отводящие жидкость от рабочего колеса, делят на спиральные (спиральные камеры) и лопаточные отводы.

Спиральные отводы (рис. 1.20) применяются в основном в одноступенчатых насосах, а лопаточные – в многоступенчатых насосах. Мы ограничимся рассмотрением спиральных отводов.

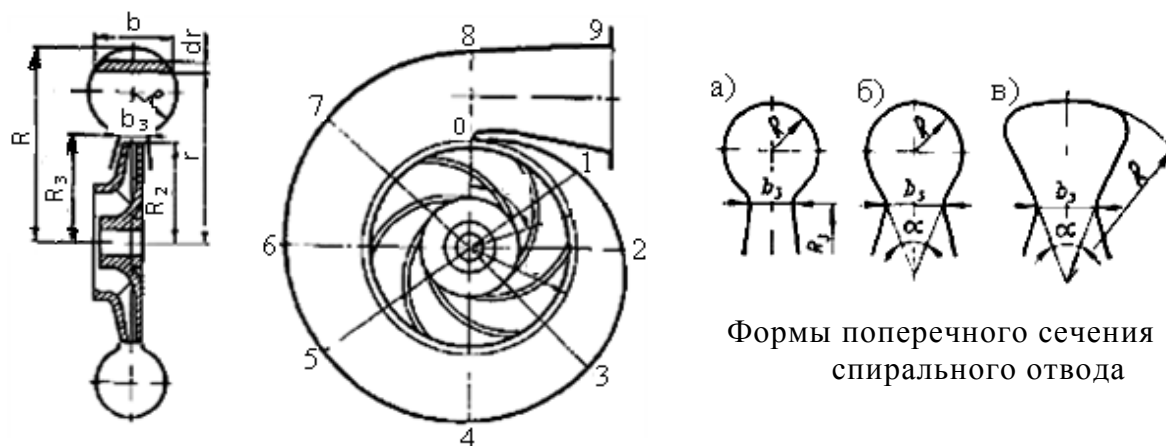


Рис. 1.20. Схема спирального отвода

Спиральный отвод состоит из спирального канала 0–1–2–3–4–5–6–7–8 и диффузора 8–9. Спиральный канал собирает жидкость, выходящую из рабочего колеса, и подводит ее к диффузору. При этом обеспечивается осевая симметрия потока за рабочим колесом насоса. В диффузоре происходит снижение скорости потока и преобразование кинетической энергии жидкости в потенциальную энергию давления.

Поперечное сечение спирального канала может иметь различную форму. Оно может быть круглым (рис. 1.20а), очерченным по дуге круга и двумя прямыми, касательным к дуге и образующим в пересечении угол $\alpha = 35\text{--}45^\circ$ (рис. 1.20б), и в виде сектора с закругленными углами (рис. 1.20в). Опыт показывает, что гидравлические потери в спиральных отводах с круглым сечением больше, чем в спиральных отводах с двумя другими сечениями.

1.8.6. Осевая сила, действующая на рабочее колесо

Во время работы насоса на колесо действует осевая сила, значение которой определяется в основном разностью давлений на правую и левую сторону внешней поверхности колеса (рис. 1.21а).

Давление P_1 перед входом в колесо всегда меньше давления P_2 за колесом. Предположим, что дросселирование жидкости в радиальном зазоре "е" незначительно и им можно пренебречь, тогда давление в полостях "А" и "В" на окружности радиуса R_2 будет P_2 . Давление с наружной поверхности на передний и задний диски определяется вращением жидкости в полостях "А" и "В". Давление в полостях "А" и "В" изменяется по параболическому закону (линии CD и EG – параболы). Давления на боковых внешних поверхностях дисков на радиусах от R_y до R_2 уравновешены. Неуравновешенным оказывается осевое давление жидкости на правую сторону наружной поверхности колеса в пределах от R_y до $r_{\text{вТ}}$. В этой зоне давление слева равно давлению при входе в колесо P_1 а справа определяется уравнением

$$F_{10c} = \pi(R_y^2 - r_{\text{вТ}}^2) \left[(P_2 - P_1) - \frac{\rho u_2^2}{8} \left(1 - \frac{R_y^2 - r_{\text{вТ}}^2}{2R_2^2} \right) \right], \quad (1.17)$$

Кроме силы F_{10c} , действующей справа налево, возникает осевая сила F_{20c} в результате изменения количества движения жидкости в осевом направлении. Эту силу как реактивную определяют по разности количества движения в осевом направлении на выходе жидкости из колеса и на входе в него. Так как осевая скорость жидкости на выходе из колеса равна нулю, то $F_{20c} = \rho Q_1 v_0$.

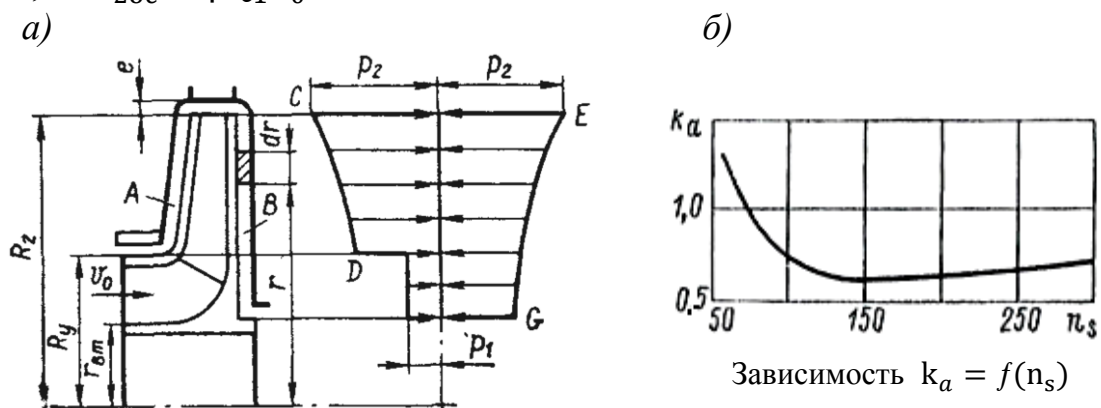


Рис. 1.21. К определению осевого давления

Сила F_{2oc} представляет собой силу реакции втекающей струи и направлена слева направо.

Результирующая осевая сила направлена справа налево, т. е. в сторону всасывающей полости насоса, и равна

$$F_{oc} = F_{1oc} - F_{2oc}$$

На основании обобщения опытных данных, для типовых конструкций насосов предлагаются упрощенные формулы для определения осевых сил.

1. Для колеса с односторонним подводом жидкости и проходным валом рекомендуется определять осевую силу по уравнению

$$F_{oc} = \frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_{BT}^2) \rho H_3,$$

где $H_3 = 0,6$ Н для $n_s \leq 60$ и $H_3 = 0,8$ Н для $n_s \leq 200$.

2. Для консольных центробежных насосов

$$F_{oc} = k_a \rho H \frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_{BT}^2),$$

где $k_a = f(n_s)$ – опытный коэффициент, определяемый по графику на рис.1.21б.

3. Если насос имеет n одинаковых колес, то суммарное значение осевой силы составит

$$\Sigma F_{oc} = n F_{oc}.$$

Осевая сила может достигать больших значений, поэтому в реальных центробежных насосах для разгрузки рабочих колес и ротора от осевого давления применяют различные способы и разгрузочные устройства различных конструкций (рис. 1.22).

1.8.7. Способы уравнивания осевой силы

В одноступенчатых насосах уравнивание осевого давления осуществляется следующими способами.

1. *Применяют рабочее колесо с двусторонним подводом жидкости.* У рабочего колеса с двусторонним подводом жидкости (рис. 1.22а) осевое давление теоретически уравновешено. Однако фактически всегда имеет место какое-то неуравновешенное усилие, обусловленное неравномерным износом уплотняющих колец в процессе эксплуатации.

2. *Выполняют уплотнения на заднем диске колеса.* Уплотнение на заднем диске колеса (рис. 1.22б) образует за колесом камеру, которая соединяется отверстиями в диске с областью входа потока в колесо. Очевидно, что при таком способе разгрузки увеличиваются утечки, возрастающие по мере износа уплотнения.

Диаметр уплотнения на заднем диске колеса обычно принимают одинаковым с диаметром уплотнения на переднем диске. Гидравлическая уравновешенность таких колес нарушается, если изнашивается одно из уплотнений. Ось отверстий в диске желательно выполнять не параллельно оси насоса, а наклонно в сторону внешнего радиуса колеса. Площадь раз-

грузочных отверстий должна быть примерно в 4 раза больше площади уплотняющего зазора.

3. *Располагают радиальные ребра на заднем диске колеса (рис. 1.22в).* Применение радиальных ребер в качестве разгрузочного устройства основано на том, что жидкость в пространстве между колесом и корпусом будет вращаться с угловой скоростью колеса ω , а не с половинной угловой скоростью $\omega/2$, как в случае отсутствия ребер. Это уменьшает давление жидкости на поверхность заднего диска, имеющего площадь, ограниченную радиусом ребра R_p и радиусом втулки $r_{вт}$ (см. рис. 1.22в).

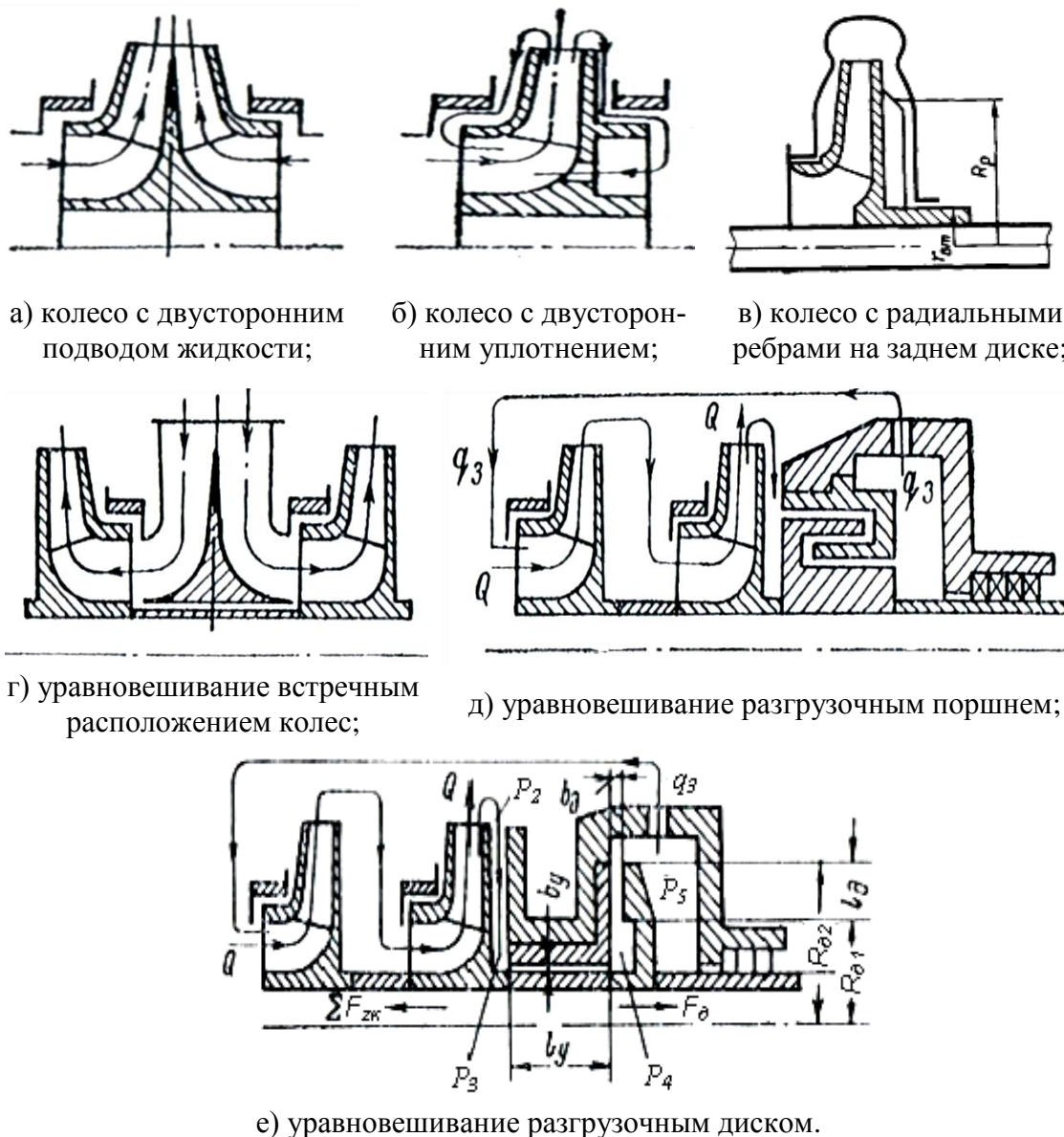


Рис. 1.22. Способы уравнивания осевого давления

Этот способ уравнивания требует затраты дополнительной мощности, однако она не превышает мощности, расходуемой в связи с утечками через дополнительное уплотнение на заднем диске (рис. 1.22б). Существенным недостатком рассматриваемого способа является невозможность обработки заднего диска рабочего колеса при наличии литых ребер; кроме

того, возникают трудности при установлении зазора между ребрами и корпусом.

Оставшаяся неуравновешенная часть осевой силы в одноступенчатых насосах воспринимается упорным подшипником. Встречаются насосы, у которых гидравлическая разгрузка отсутствует и осевая сила целиком передается на упорный подшипник

В многоступенчатых насосах уравнивание осевой силы достигается следующими способами:

а) располагают рабочие колеса всасывающими отверстиями в разные стороны (рис. 1.22г). При четном числе ступеней рабочие колеса могут быть разделены на 2 группы так, чтобы своими всасывающими отверстиями они были обращены в противоположные стороны. Если число ступеней нечетное, то первую ступень выполняют с двусторонним входом жидкости;

б) применяют автоматическое разгрузочное устройство (гидравлический поршень или диск).

Разгрузочный диск (рис. 1.22е) устанавливается на валу за последним колесом насоса в специальной камере. Область камеры перед диском соединена с областью нагнетания насоса, а область камеры за диском – трубкой с приемным патрубком насоса. Разгрузочный диск образует с передней стенкой камеры узкую радиальную щель " b_d ".

Часть жидкости из последнего колеса поступает в пространство между колесом и корпусом насоса, проходит по кольцевому зазору " b_y " между втулкой вала и корпусом, поступает в камеру перед диском. Далее, проходя по кольцевому зазору " b_d " между корпусом и диском, поступает в камеру за диском и по трубке отводится в приемный патрубок насоса. Давление P_4 перед диском больше давления P_5 за диском на величину сопротивления радиальной щели $\Delta P = (P_4 - P_5)$.

При этом на разгрузочный диск будет действовать осевая сила F_d , направленная вправо. Осевое давление F_d жидкости на диск на всех режимах работы насоса будет равно осевому давлению на рабочие колеса $\sum F_{zk}$, т. е.

$$F_d = \sum F_{zk} = \varphi \cdot f_d (P_4 - P_5) = \varphi \cdot \pi (R_{d2}^2 - R_{вт}^2) \Delta P,$$

где $\varphi < 1,0$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по поверхности диска;

R_{d2} и $R_{вт}$ – наружный радиус диска и радиус втулки.

Если F_d будет больше, чем осевое усилие на рабочие колеса $\sum F_{zk}$, то диск переместится вправо, увеличится осевой зазор " b_d ", возрастут утечки, а следовательно, и потери в зазоре. Вследствие этого упадет давление в камере и, очевидно, зазор " b_d " установится таким, что будет обеспечено уравнивание усилий на колесе и диске. При увеличении осевого усилия на колесо зазор " b_d ", наоборот, уменьшится и т. д.

Уравнивающее действие разгрузочного диска обеспечивается автоматически на всех режимах работы насоса. Для нормальной работы

системы уравнивания разгрузочным диском ротор должен иметь возможность некоторого осевого перемещения.

Расчет системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском заключается в выборе размеров диска, установлении перепада давления на диске и расхода жидкости через систему уравнивания, определении размеров уплотнения перед диском и размеров трубки, отводящей жидкость из камеры за диском.

Уравнивающее устройство с разгрузочным поршнем (рис.1.22д) работает аналогично рассмотренному устройству с разгрузочным диском.

1.8.8. Кавитация. Допустимая высота всасывания

Сущность кавитации заключается в образовании разрывов сплошности (каверн) в тех местах потока, где давление снижается до значения, соответствующего давлению насыщенного пара при данной температуре жидкости. В таких местах происходит быстрое вскипание жидкости, причем пузырьки пара переносятся потоком в область более высоких давлений, где происходит их конденсация. Процесс конденсации совершается мгновенно, и окружающая жидкость устремляется в образовавшиеся пустоты, что сопровождается сильными гидравлическими ударами и шумом. Сила гидравлического удара может достигать нескольких сотен атмосфер. Если пузырек пара в момент его полной конденсации находится на поверхности, ограничивающей поток, то удар приходится на эту поверхность, что приводит к ее эрозионному разрушению.

Местное понижение давления возникает при обтекании профиля лопасти колеса, при резких поворотах, при обтекании выступов и т. п. Общее падение давления может произойти вследствие увеличения высоты всасывания, возрастания температуры перекачиваемой жидкости, падения атмосферного давления

Кавитация может возникнуть во всасывающем и напорном трактах, в местах срыва потока с поверхностей лопастей и регулирующих органов (задвижек, заслонок), при протекании жидкости через уплотнительные зазоры, в зонах резкого поворота потока и приводит к образованию кавитационной эрозии, разрушающей насос. В первую очередь кавитационные разрушения возникают на вогнутой (тыльной) стороне лопасти рабочего колеса у входной кромки (рис.1.23, точка В).

Кавитация сопровождается резким изменением характеристик насоса. На рис. 1.24 показано, как изменяются характеристики насоса при кавитации (штриховыми линиями проведены нормальные бескавитационные характеристики).

Основным средством предупреждения кавитации, обеспечивающим нормальную работу центробежного насоса, является поддержание такого давления во всасывающем тракте, при котором кавитация не появляется.

Предкавитационное состояние насоса определяется величиной кавитационного запаса энергии Δh , Дж/кг, представляющей собой превышение

энергии жидкости при входе в насос над удельной энергией, соответствующей давлению ее насыщенных паров P_H .

$$\Delta h = \frac{P_{BX}}{\rho} + \frac{C_{BX}^2}{2} - \frac{P_H}{\rho},$$

где P_{BX} – давление жидкости на входе насоса, Па;

C_{BX} – скорость жидкости на входе насоса, м/с.

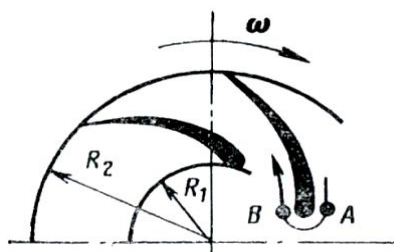


Рис. 1.23. Зона начала кавитации в ЦН

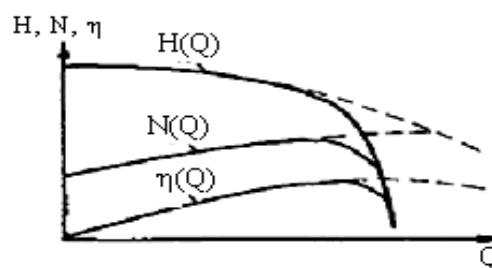


Рис.1.24. Изменение характеристик насоса при кавитации

Начальная стадия кавитации в насосе определяется по критическому кавитационному запасу $\Delta h_{кр}$. Обеспечение нормальной работы насоса (без изменения его энергетических и виброакустических параметров) определяется допустимым кавитационным запасом энергии $\Delta h_{доп}$. Он определяется по формуле

$$\Delta h_{доп} = K \cdot \Delta h_{кр},$$

где K – коэффициент запаса, принимаемый в пределах 1,15–1,30.

Величина $\Delta h_{кр}$, Дж/кг, определяется по формуле

$$\Delta h_{кр} = \lambda_1 \frac{C_1'^2}{2} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2},$$

где C_1' и w_1 – абсолютная и относительная скорости жидкости на входе лопаток рабочего колеса ЦН;

λ_1 ; $\lambda_{кр}$ – коэффициенты, принимаемые для условий, близких к безударному входу потока на лопасти: $\lambda_1 = 1,0-1,2$; $\lambda_{кр} = 0,1-0,4$ в зависимости от кавитационных качеств насоса.

Геометрическая высота всасывания $h_{вс}$ определяет режим работы насоса (рис. 1.25). Нормальная работа насоса может быть обеспечена только при допустимом значении $h_{вс}^{доп}$, которая существенно зависит от температуры перекачиваемой жидкости. Ее повышение уменьшает величину $h_{вс}^{доп}$ (рис. 1.26).

Величина $h_{вс}^{доп}$ может быть положительной и отрицательной. В случае, когда жидкость перекачивается из закрытой емкости, давление в которой равно P_H , величина $h_{вс}^{доп}$, м, становится отрицательной:

$$h_{вс}^{доп} = \left(\frac{P_a - P_H}{\rho} - \Delta h_{доп} \right) \cdot \frac{1}{g}.$$

Отрицательная $h_{вс}^{доп}$ иначе называется **подпором насоса**. В этом случае насос должен находиться ниже уровня жидкости в приемной емкости

(рис. 1.26б). В судовой практике в таких условиях работают конденсатные, бустерные, а в некоторых случаях и питательные насосы.

Кроме того, $h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ может быть отрицательной при высоких температурах перекачиваемой жидкости, что указывает на необходимость расположения уровня всасываемой жидкости выше оси насоса.

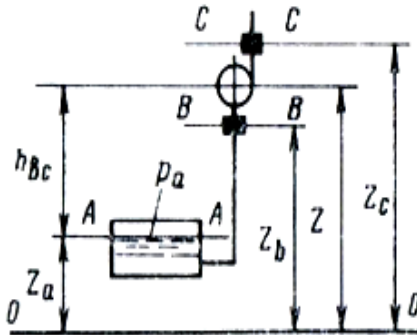


Рис. 1.25. К определению высоты всасывания насоса

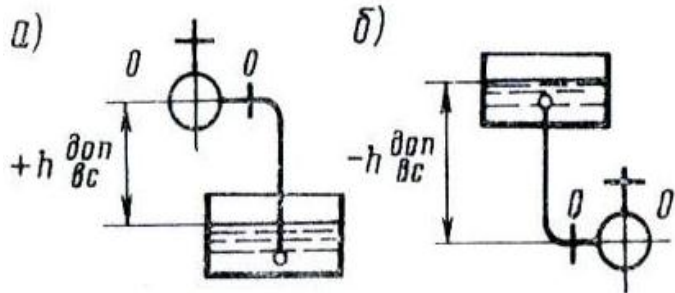


Рис. 1.26. К определению допустимой высоты всасывания

Исходя из этого, возможны два различных случая установки насосов: при перекачивании жидкости с низкой температурой (рис. 1.26а) и с высокой (рис. 1.26б). Схема (рис. 1.26б) преимущественно используется в системах питания парогенераторов.

Вакуумметрическая высота всасывания $h_{\text{вак}}$ — это величина вакуума у входного патрубка насоса. Она связана с Δh уравнением

$$h_{\text{вак}} = \left(\frac{P_a - P_n}{\rho} - \Delta h \right) \cdot \frac{1}{g};$$

При $\Delta h = \Delta h_{\text{кр}}$ имеем срывную вакуумметрическую высоту всасывания

$$h_{\text{вак}}^{\text{кр}} = \left(\frac{P_a - P_n}{\rho} - \Delta h_{\text{кр.}} \right) \cdot \frac{1}{g};$$

при $\Delta h = \Delta h_{\text{доп}}$ допустимую вакуумметрическую высоту всасывания определяют по формуле

$$h_{\text{вак}}^{\text{доп}} = \left(\frac{P_a - P_n}{\rho} - \Delta h_{\text{доп.}} \right) \cdot \frac{1}{g}.$$

1.8.9. Характеристики центробежных насосов

Характеристики лопастных насосов представляют собой графические зависимости, изображающие напор, мощность и КПД в функции подачи при постоянной частоте вращения вала насоса.

Как показал опыт насосостроительных заводов, построение напорно-расходной характеристики расчетным путем не только весьма затруднительно, но и дает результаты, малосогласующиеся с результатами, полученными при испытаниях насосов на стенде. Однако расчетная характеристика помогает объяснить вид действительной (опытной) характеристики, в чем и состоит ее основная ценность.

На рис. 1.27 показаны конструктивная компоновка и действительные

(рабочие) характеристики одноступенчатого центробежного насоса, полученные на испытательном стенде.

Реальные характеристики насоса получают поддерживая частоту вращения вала насоса постоянной ($n = \text{const}$) и постепенно открывая клапан за напорным патрубком изменяют подачу от $Q = 0$ до Q_{max} . В этом случае каждому частному значению расхода Q будет соответствовать определенное значение напора H , т. е. в поле координат Q – H может быть нанесена точка, характеризующая режим работы насоса. Таким образом можно получить ряд точек, путем объединения которых плавной кривой линией получают действительную напорно-расходную характеристику $H = f(Q)$.

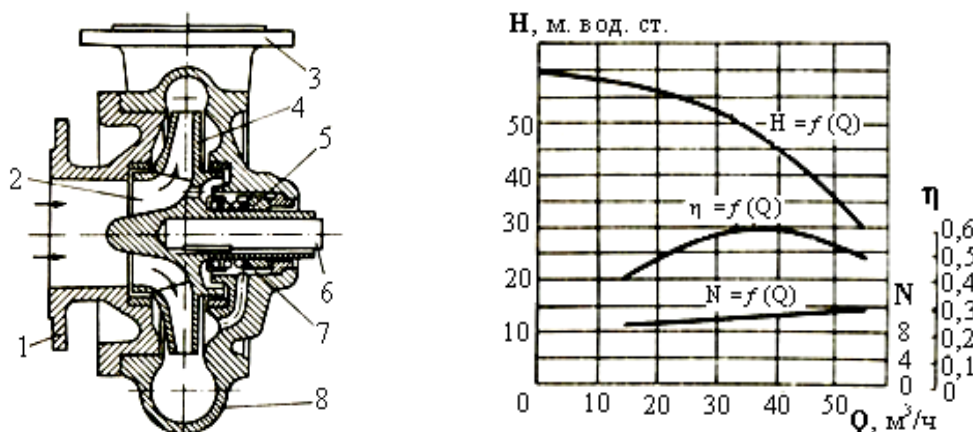


Рис. 1.27. Конструктивная компоновка и характеристики одноступенчатого центробежного насоса:

- 1 – приемный патрубок; 2 – канал рабочего колеса; 3 – диффузорный выходной патрубок; 4 – рабочее колесо; 5 – торцевое уплотнение; 6 – вал выходной; 7 – подшипник опорно-упорный; 8 – спиральный отводной канал

Для каждого режима может быть определена также мощность N насоса и вычислен его КПД. Эти характеристики представляют в виде графических зависимостей $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

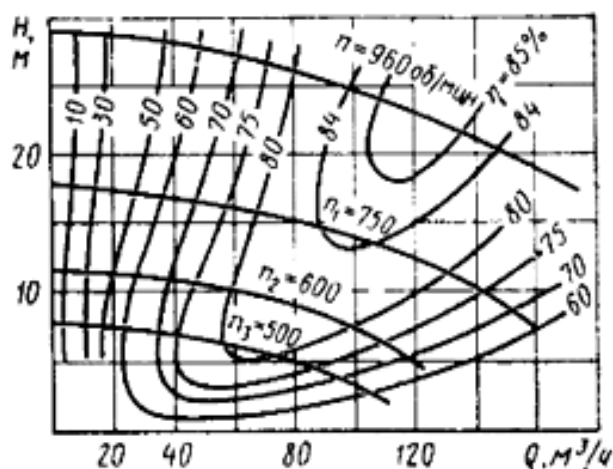


Рис. 1.28. Универсальные характеристики ЦБ насоса

В случае необходимости снимают характеристику, выражающую зависимость вакуумметрической высоты всасывания насоса от его подачи, т. е. $H_{\text{вс}} = f(Q)$.

Широкое применение имеют также так называемые универсальные характеристики насоса, которые получают следующим образом. На общий график в прямоугольной системе координат наносят характеристики (H – Q), снятые для нескольких значений $n = \text{const}$. Отмечая на этих кривых

точки с одинаковыми значениями КПД и соединяя их кривыми, получают

универсальные характеристики насоса (рис. 1.28), которые позволяют легко определить частоту вращения, КПД и мощность для любого сочетания напора и подачи.

Универсальные характеристики дают возможность полностью оценить эксплуатационные свойства насоса и определить область рационального его применения в зависимости от уменьшения КПД.

К техническому паспорту завода-изготовителя кроме рабочих характеристик, прилагаются именно универсальные характеристики (УХ) насоса. Эта характеристика является основой для построения регулировочных кривых системы "насос – сеть".

1.8.10. Помпаж насоса

Некоторые центробежные насосы обладают неустойчивыми характеристиками $H = f(Q)$, при которых напор холостого хода (напор при нулевой подаче $Q = 0$) меньше максимального напора (рис. 1.29). Такой характеристикой, например, обладают ЦН с лопастями, загнутыми вперед. Насос с такой характеристикой при известных условиях работает неустойчиво, причем эта неустойчивость может привести к быстрым периодическим колебаниям подачи и напора (помпаж насоса), сопровождающимся гидравлическими ударами в сети, шумом, тряской трубопровода и даже приводящим к повреждению насоса.

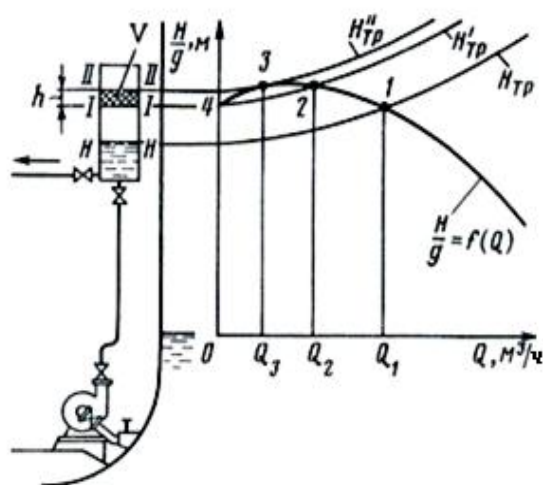


Рис. 1.29. К определению устойчивости работы насоса в гидравлической сети

Рассмотрим работу насоса с неустойчивой характеристикой $H-Q$ на примере работы насосной установки, представленной на рис. 1.29.

Насос работает на систему заборной воды, пополняя расходную пожарную пневмоцистерну. Нормальный уровень в цистерне $H-H$ соответствует расчетному водопотреблению. Рабочей точке 1 на характеристике насоса соответствует подача Q_1 . Работа насоса на данном режиме будет протекать устойчиво. С уменьшением потребления воды

уровень в цистерне повышается. При уровне $I-I$ характеристика трубопровода $H'_{тр}$ пересечет характеристику насоса в двух точках 2 и 4, рабочий режим насоса определяется точкой 2, подача постепенно уменьшится со значения Q_1 до Q_2 . При повышении уровня до $II-II$ характеристика трубопровода $H''_{тр}$ станет касательной в точке 3 к характеристике насоса. Поднять уровень выше насос не может, так как не сможет подавать воду в нагнетательный трубопровод.

Подача насоса Q_3 падает до нуля, а напор уменьшится со значения в точке 3 до значения в точке 4. Уровень в цистерне опускается на глубину

h , объем воды V пройдет через насос за борт. При падении уровня характеристика трубопровода $H'_{тр}$ снова пройдет через точки 4 и 2 и подача насоса весьма быстро (мгновенно) станет равной Q_2 . Затем резкое изменение подачи и напора насоса будет периодически повторяться, вызывая шум, гидроудары и сотрясение системы "насос – трубопровод".

Из кривых на рис. 1.29 видно, что явление неустойчивости (помпаж) не будет возникать, когда напор холостого хода (точка 4) будет больше статического напора сети (уровень $H - H$). Следует заметить, что если характеристики насоса и сети (кривая $H'_{тр}$) проходят близко одна от другой, то в случае колебания частоты вращения или статического напора сети работа насоса может протекать неустойчиво.

Для предупреждения этого опасного явления необходимо:

- применять насосы с характеристиками, не имеющими участков снижения напора к оси H . Такому условию удовлетворяют только насосы с лопастями, загнутыми назад. Эти насосы обладают свойством авторегулирования, т. е. постепенного плавного снижения подачи при росте напора;
- устанавливать систему автоматического выключения насоса при повышении уровня до предельно допустимого значения;
- устанавливать невозвратный клапан на всасывающем трубопроводе. В этом случае необходимо следить за своевременным выключением насоса во избежание его перегрева.

1.8.11. Техническое использование центробежных насосов

Насосы центробежного типа применяют в различных судовых системах: противопожарной, балластной, осушительной, санитарной. Их используют в качестве охлаждающих насосов в двигателях внутреннего сгорания, грузовых – на танкерах и т. д. Грузовые насосы танкеров выполняют одноступенчатыми, с двусторонним подводом жидкости.

Широкому распространению центробежных насосов на судах способствуют следующие их положительные качества: возможность непосредственного соединения с быстроходными двигателями (электродвигателем, турбиной); небольшие масса и габаритные размеры; простота конструкции, упрощающая обслуживание и ремонт насоса; быстрый пуск и простое регулирование во время работы; равномерная без пульсации подача жидкости; сравнительно малая чувствительность к загрязненной жидкости.

Пуск крупных центробежных насосов (ЦН) осуществляют при закрытой напорной задвижке, а после запуска насоса задвижку постепенно открывают.

Это обусловлено тем, что ЦН имеют плавно изменяющуюся форму характеристики на всем диапазоне изменения подач и при этом потребляют минимальную мощность на режиме "холостого хода" (рис. 1.27).

Допускать длительную работу насоса при закрытой задвижке не следует, так как при этом вся мощность двигателя расходуется на нагрев воды,

что может привести к значительному нагреву его деталей и даже вызвать заклинивание движущихся частей насоса.

Встречаются центробежные насосы, у которых при уменьшении подачи растет потребляемая мощность. Такие насосы запускают при открытой напорной задвижке, что оговаривается в заводской инструкции.

Существенным недостатком центробежных насосов является неспособность их к самовсасыванию или так называемому сухому всасыванию, когда в приемном трубопроводе находится воздух. Поэтому перед пуском центробежного насоса приемный трубопровод и насос должны быть заполнены жидкостью. С этой целью некоторые центробежные насосы, например осушительные, снабжают специальным самовсасывающим устройством.

На судах следует отдавать предпочтение вертикальным насосам, так как они занимают меньшую площадь.

1.9. Осевые насосы

Осевые насосы относятся к группе лопастных насосов, принцип действия которых основан на силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с набегающим потоком.

Наибольшее распространение на судах получили одноступенчатые осевые насосы. Компоновочная схема и конструкция проточной полости осевого одноступенчатого насоса представлена на рис. 1.30.

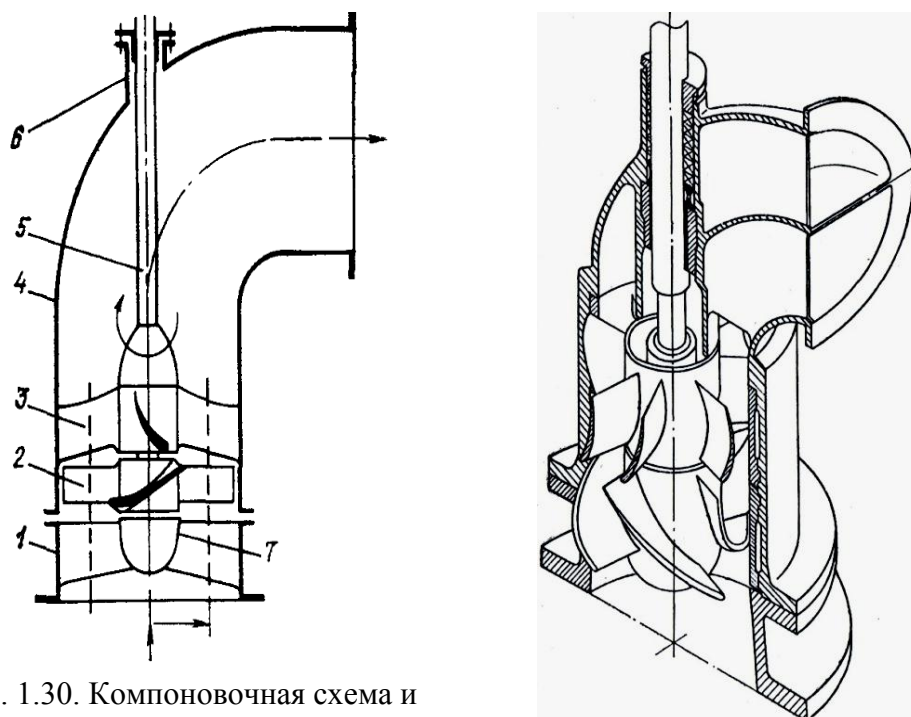


Рис. 1.30. Компоновочная схема и конструкция осевого насоса:

1 – приемный патрубок; 2 – рабочее колесо; 3 – спрямляющий аппарат (лопаточный отвод); 4 – корпус; 5 – вал; 6 – сальник; 7 – обтекатель

В осевых насосах, в отличие от центробежных, жидкость движется в осевом направлении, поэтому они и получили такое название. В этих насосах отсутствуют радиальные перемещения потока и, следовательно, со-

44

вершенно исключена работа центробежных сил. Приращение напора происходит исключительно за счет преобразования кинетической энергии в потенциальную.

Проточная часть насоса по существу представляет собой участок цилиндрической изогнутой трубы, и насос может быть легко встроен в общий трубопровод, к которому он подключен. Рабочее колесо, напоминающее гребной винт, получает вращение от электродвигателя (на рис.1.30 не показан) через вал 5. Приемный патрубок 1 с обтекателем 7 и спрямляющий лопаточный аппарат неподвижные.

Обтекатель обеспечивает плавный подвод жидкости к лопастям. В месте выхода вала из корпуса установлен сальник 6. Спрямляющий лопаточный аппарат 3 раскручивает поток и направляет его по оси насоса. Иногда перед рабочим колесом устанавливают направляющий аппарат, служащий для устранения закручивания потока, которое может возникнуть вследствие асимметрии потока перед входом в насос.

Судовые насосы выполняют вертикальными и горизонтальными, причем одноступенчатыми (с одним рабочим колесом). По способу закрепления лопастей рабочего колеса на втулке различают насосы жестколопастные и поворотнo-лопастные. У первого типа насосов лопасти жестко закреплены на втулке, а у второго – могут поворачиваться.

Благодаря повороту лопастей изменяется угол их установки и существенно расширяется область работы насоса. Однако наличие устройства для поворота лопастей сильно усложняет конструкцию насоса.

Область использования осевых насосов – большие подачи при малых напорах. Обычно их строят на подачи от $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более, при напоре $H = (4-7) \text{ м}$. Выпуск промышленных образцов осевых насосов регламентирован ГОСТ 9366–80.

Осевые насосы применяются в балластных системах ледоколов и плавучих доков, в подруливающих устройствах судов. На морских паротурбинных судах эти насосы используются для прокачки забортной воды через главные конденсаторы.

Осевые насосы не обладают сухим всасыванием и имеют малую допустимую вакуумметрическую высоту всасывания. Для обеспечения бескавитационной работы эти насосы размещают ниже свободного уровня перекачиваемой жидкости.

Относительно особенностей эксплуатации осевых насосов можно отметить следующее. Общие правила эксплуатации центробежных насосов в равной мере относятся и к осевым насосам, за исключением правил пуска, что обусловлено следующим. В отличие от центробежных насосов (ЦН), имеющих плавно изменяющуюся форму характеристики $H-Q$ на всем диапазоне изменения подач и потребляющих минимальную мощность на режиме "холостого хода" ($Q = 0$), *осевые насосы (ОН) имеют четко выраженную седлообразную форму характеристики $H-Q$ в области малых подач*, что обуславливает их неустойчивую работу в этой области при боль-

шой потребляемой мощности. Поэтому для предотвращения перегрузки двигателя, особенно электродвигателя осевого насоса, пуск его в работу должен осуществляться **при полностью открытых задвижках на подводящем и отводящем трубопроводах.**

Регулирование режимов работы осевых насосов обычно сводится к изменению подачи в тех пределах, которые диктуются обслуживаемой системой. Регулировать подачу можно двумя способами:

- изменением частоты вращения вала насоса;
- изменением угла установки лопастей рабочего колеса.

Для регулирования подачи по первому способу необходимо иметь двигатель с переменной частотой вращения (паровая или газовая турбина, электродвигатель постоянного тока или гидромуфта для электродвигателя переменного тока).

Для регулирования подачи изменением угла установки лопасти необходимо иметь рабочее колесо с поворотными лопастями и специальный механизм для их поворачивания. Регулирование подачи таким способом состоит в том, что при $n = \text{const}$: путем изменения угла установки лопасти изменяется угол набегания потока, что вызывает изменение осевой скорости, а следовательно, и подачи Q . При этом можно поддерживать неизменный напор, что нельзя сделать при регулировании изменением частоты вращения вала.

1.10. Струйные насосы

Струйные насосы по принципу действия относятся к струйным аппаратам. Струйными аппаратами называются устройства, в которых передача энергии от одного потока к другому происходит в процессе их смешения.

Схема, состав струйного аппарата и изменение давления в движущемся потоке представлены на рис. 1.31.

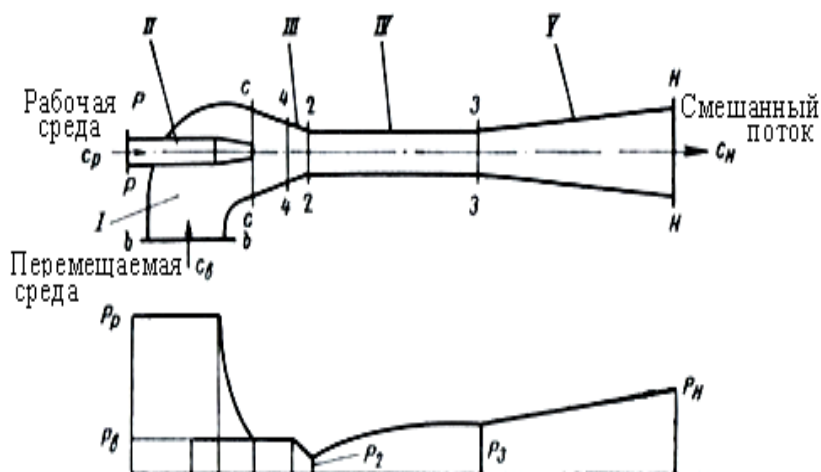


Рис. 1.31. Схема струйного аппарата:

- I – приемная камера; II – рабочее сопло; III – входной участок камеры смешения;
IV – цилиндрический участок камеры смешения; V – диффузор

Принцип действия струйного аппарата заключается в непосредственной передаче энергии от одной среды, обладающей большим запасом энер-

гии и называемой рабочей средой, к другой (перемещаемой) среде, обладающей меньшим запасом энергии. В качестве рабочей среды в струйных аппаратах применяют жидкость или газ (пар). Перемещаемой средой являются жидкость, газ, смесь жидкости и твердого тела.

В струйном аппарате рабочая среда выходит из сопла II с большой скоростью в камеру смешения III. При этом в начале камеры смешения создается разрежение, благодаря которому перемещаемый поток непрерывно поступает в аппарат из приемного трубопровода. Частицы рабочей среды из струи проникают в окружающую перемещаемую среду, увлекают ее и сообщают ей энергию. Количество перемещаемой среды в струе увеличивается по мере удаления от сопла из-за непрерывного вовлечения перемещаемой среды. Диаметр струи возрастает, и на некотором расстоянии от сопла в сечении 4–4 пограничный слой касается стенки камеры смешения. Вовлечение новых частиц перемещаемой среды в пограничный слой прекращается, и за сечением 4–4 происходит только выравнивание поля скоростей.

В диффузоре скорость потока уменьшается и кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию давления. Из диффузора аппарата поток с постоянной скоростью подается в напорный трубопровод.

Струйные аппараты можно классифицировать:

а) по состоянию взаимодействующих сред на равнофазные (газо-газовые, парогазовые и др.), разнофазовые (газожидкостные и др.) и с изменяющейся фазностью (пароводяные инжекторы);

б) по свойствам взаимодействующих сред на аппараты с сжимаемыми средами (газо-газовые, парогазовые) и сжимаемо-несжимаемыми средами (газожидкостные);

в) по направлению перемещаемой среды *на эжекторы*, откачивающие среду, и *инжекторы*, подающие среду в какой-нибудь резервуар.

Струйные аппараты не имеют движущихся частей и отличаются простотой конструкции, малыми массами и габаритами, обладают хорошей всасывающей способностью. Они бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми. Основным их недостатком является низкий КПД.

Струйные аппараты, в которых рабочей и перемещаемой средой является жидкость, называются струйными насосами.

На судах струйные аппараты применяют для удаления воздуха из конденсатора (пароструйные и водоструйные эжекторы), используются в осушительной и водоотливных системах для откачки воды из затопленных трюмов за борт (струйные насосы или водо-водяные эжекторы), а также для подачи питательной воды в парогенератор (пароводяные инжекторы).

1.10.1. Параметры работы струйного насоса

Основными энергетическими параметрами, характеризующими работу струйного насоса, являются: подача Q , расход рабочей воды Q_R , напор H , рабочий напор H_R и КПД.

Подачей струйного насоса называется количество жидкости, перемещаемое им с помощью рабочей жидкости в единицу времени. Отношение подачи Q к расходу рабочей жидкости Q_p принято называть относительной подачей эжектора $q = Q/Q_p$, а отношение массовой подачи G к массовому расходу рабочей жидкости G_p – коэффициентом эжекции

$$k_э = \frac{G}{G_p} = \frac{Q}{Q_p} \cdot \frac{\rho}{\rho_p}.$$

Приращение удельной энергии перемещаемой жидкости при прохождении через насос называется напором эжектора

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho} + g(Z_H - Z_B) + \frac{C_H^2 - C_B^2}{2},$$

где P_H и P_B , Z_H и Z_B , C_H и C_B – соответственно давление, отметка и скорость перемещаемой жидкости при выходе и входе в эжектор.

Рабочим напором H_p называется величина удельной энергии отдаваемой, рабочей жидкостью при ее прохождении через эжектор:

$$H_p = \frac{P_p - P_H}{\rho} + g(Z_p - Z_H) + \frac{C_p^2 - C_H^2}{2},$$

где P_p , Z_p , C_p – соответственно давление, отметка и скорость рабочей жидкости перед соплом.

Отношение напора эжектора H к $(H + H_p)$ принято считать относительным напором

$$h = \frac{H}{H + H_p}.$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса равен отношению полезной мощности N_{Π} к затраченной N :

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{\rho Q H}{\rho_p Q_p H_p} = k_э \cdot \frac{H}{H_p} = k_э \cdot \frac{h}{1 - h},$$

$$\text{или } \eta = q \frac{h}{1 - h} \text{ (если } \rho = \rho_p \text{)}.$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса учитывает потери энергии на трение и вихреобразование при движении жидкости в насосе, т. е. характеризует гидравлические потери. Основные потери энергии происходят в камере смешения и диффузоре. Коэффициент полезного действия эжектора находится в пределах $\eta = (0,20-0,36)$.

1.10.2. Кавитация в струйных насосах

В струйных насосах, имеющих конфузор в начале камеры смешения, минимальное давление P_{min} достигается в сечении 2–2 при входе в цилиндрический участок камеры смешения.

В эжекторах с цилиндрическими камерами смешения минимальное давление наблюдается в сечении с–с. В этих сечениях насоса при падении P_{min} до давления насыщенных паров жидкости начинается кавитация. При дальнейшем снижении давления на входе в насос зона кавитации начинает

распространяться по камере смешения, но эжектор продолжает работать устойчиво. Срыв работы эжектора происходит при распространении кавитационной зоны в область IV. Наступление срывного режима работы характеризуется резким падением напора даже при незначительном уменьшении давления на входе при постоянной подаче эжектора.

1.10.3. Характеристики струйных насосов

Рабочими характеристиками струйного насоса называют зависимости напора H и η от суммарной подачи $Q_c = Q + Q_p$ при постоянных значениях $H + H_p$ (рис. 1.32).

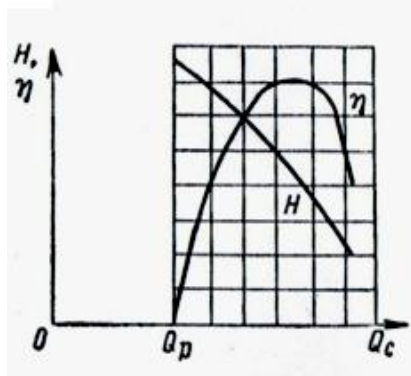


Рис. 1.32. Рабочие характеристики струйного насоса при $H + H_p = \text{const}$

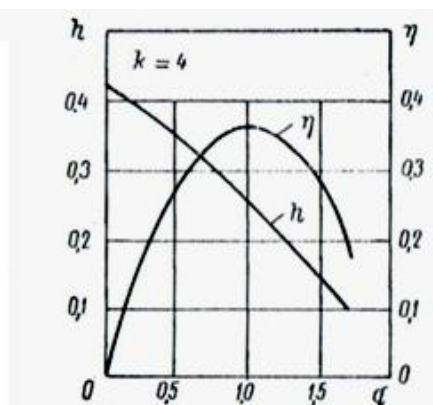


Рис. 1.33. Безразмерные характеристики струйного насоса

Напор насоса H падает с увеличением суммарной подачи Q_c . Коэффициент полезного действия η достигает наибольшего значения при определенной относительной подаче $q = Q/Q_p$, значение которой возрастает при увеличении геометрического параметра насоса

$$k = \frac{f_2 - f_c}{f_c},$$

где f_2 и f_c соответственно площадь цилиндрической части камеры смешения (сечение 2–2) и площадь сопла в сечении с–с.

Расход рабочей среды $Q_p = C_{p.c.} \cdot f_c$ на режиме $H + H_p = \text{const}$ изменяется в довольно узких пределах, несколько возрастая при увеличении Q_c (здесь $C_{p.c.}$ – скорость рабочей среды на выходе из сопла).

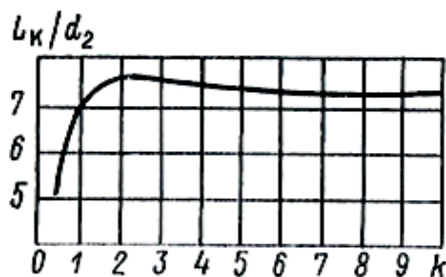


Рис. 1.34. Зависимость $L_k/d_2 = f(k)$

Безразмерными характеристиками струйного насоса принято считать зависимость относительного напора h и КПД от относительной подачи q (рис. 1.33). Эти характеристики остаются неизменными для геометрически подобных струйных насосов, работающих в автомоделной области при $Re \geq 10^6$. Они заменяют все множество размерных рабочих характеристик данной серии геометрически подобных насосов.

Примечания.

- форму сопла и входа в камеру смешения рекомендуется принимать в виде сходящихся по длине коноидальных насадков;
- длину камеры смешения определяют по данным экспериментальных исследований, представленных в виде зависимостей $L_K/d_2 = f(k)$ (рис. 1.34);
- отдаление выходного сечения сопла с–с от входа в цилиндрическую камеру смешения ухудшают КПД насоса.

1.11. Вихревые насосы

1.11.1. Устройство, принцип действия

Вихревые насосы представляют собой особую группу динамических насосов, в которых передача энергии жидкости осуществляется силами трения и инерции.

В этих насосах жидкость перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении. Их применяют при малой подаче и большом напоре. Схема вихревого насоса представлена на рис. 1.35.

В корпусе 2 вихревого насоса (рис. 1.35а) размещается рабочее колесо 7, жестко закрепленное на валу 6. Колесо представляет собой диск с выфрезерованными или отлитыми заодно с ним с обоих торцов радиальными лопатками 5, разделенными перегородкой 4. Корпус насоса снабжен всасывающим 3 и нагнетательным 1 патрубками. Стенки его прилегают к торцовым поверхностям рабочего колеса с малыми осевыми зазорами " δ_r " (не более 0,2–0,3 мм).

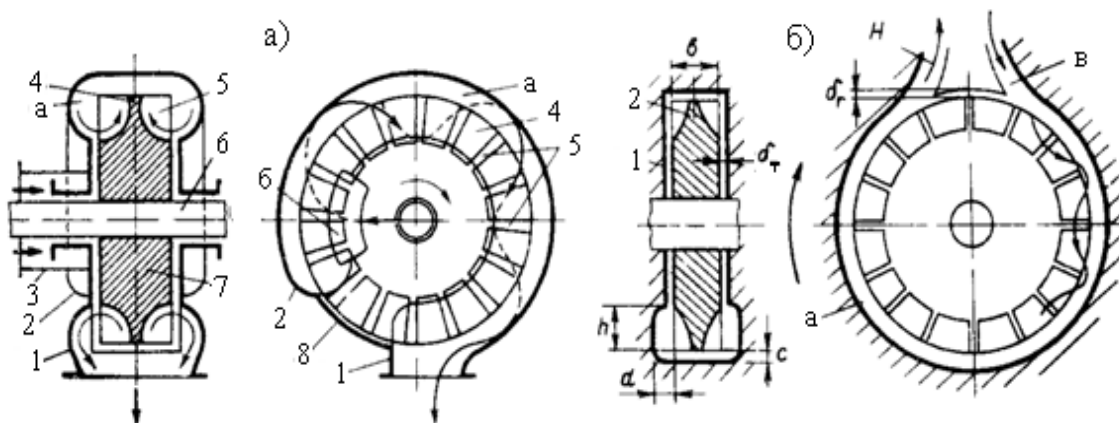


Рис.1.35. Схема вихревого насоса:

а) вихревой насос с закрытым каналом; б) вихревой насос с открытым каналом

Периферийная часть колеса, на которой находятся лопатки, размещается в кольцевом канале "а", образованном корпусом насоса. Канал заканчивается нагнетательным патрубком 1. Для входа жидкости в межлопаточные каналы в стенке корпуса сделано окно "б", расположенное в самом начале кольцевого канала. Начало этого канала и напорный патрубок отделены уплотняющей перемычкой 8, причем радиальный зазор " δ_r " в ее области допускается приблизительно 0,2 мм.

Жидкость поступает в насос через всасывающий патрубок 3 и далее через окно "б" направляется к основаниям радиальных лопаток. При вращении рабочего колеса в межлопаточных каналах ей сообщается механическая энергия. Выходит жидкость из насоса через нагнетательный патрубок 1. В кольцевом канале жидкость движется по винтовым траекториям и через некоторое расстояние опять попадает в межлопаточное пространство, где снова получает приращение механической энергии. Таким образом в корпусе работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, от которого он и получил название вихревого. Многократность приращения энергии частиц жидкости приводит к тому, что вихревой насос при прочих равных условиях создает напор значительно больший, чем центробежный. Рассмотренный насос имеет закрытый канал и является самовсасывающим.

На рис. 1.35б показан вихревой насос с открытым каналом. В корпусе 1 с боковым кольцевым каналом "а" постоянного сечения вращается рабочее колесо 2, представляющее собой диск с лопатками. Всасывающее "В" и напорное "Н" отверстия разделены перемычкой, которая примыкает к торцам и наружной цилиндрической поверхности лопаток и образует осевой δ_r и радиальный δ_r зазоры.

Насосы с открытым каналом имеют меньшие габаритные размеры по сравнению с насосами с закрытым каналом при тех же параметрах. Кроме того, они обладают свойствами реверсивности потока при перемене направления вращения ротора.

Вихревые насосы применяются при малых значениях n_s , обычно не более 40. Коэффициент полезного действия этих насосов не превышает 50 %, что ограничивает область их использования. Важными преимуществами вихревых насосов являются простота конструкции, малые габаритные размеры и масса. На судах их широко используют в системах водоснабжения.

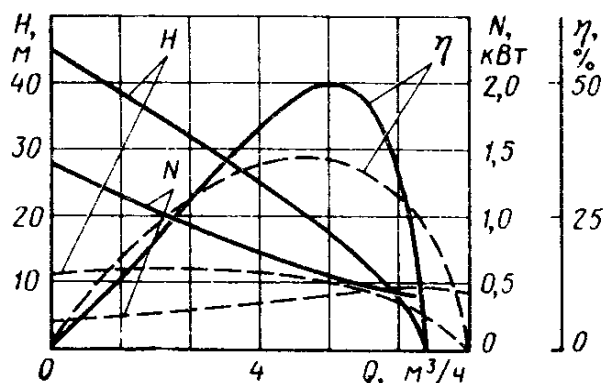


Рис. 1.36. Сравнительные характеристики центробежного (пунктиром) и вихревого (сплошной линией) насосов колеса с диаметром колеса 150 мм при одной и той же частоте вращения (1750 об/мин).

В тех случаях, когда от насоса требуется самовсасывание, применяют вихревые насосы с закрытым каналом.

Характеристики вихревых насосов имеют большую крутизну (рис. 1.36). На рисунке показаны сравнительные характеристики $H-Q$, $N-Q$ и $\eta-Q$ вихревого и центробежного насосов, построенные по результатам испытаний вихревого насоса с диаметром колеса 100 мм и центробежного

Использование вихревых насосов для обслуживания систем с пологими характеристиками неэкономично, так как при малых расходах жидкости в

системе придется часть напора дросселировать в регулирующих клапанах.

При работе насосов с крутой характеристикой $N-Q$ требуется установка двигателя большей мощности, чем необходимо для расчетной подачи, так как двигатель, рассчитанный на эту подачу, при малых расходах жидкости в системе будет работать с перегрузкой, которая может оказаться недопустимой.

В случае возможной работы насоса при малых подачах на нагнетательном трубопроводе устанавливают предохранительно-перепускной клапан, служащий для предупреждения перегрузки двигателя. Иногда такой клапан устанавливают на самом насосе.

На рис. 1.37 показан вихревой насос типа ВК. Он состоит из корпуса 6 и крышки 7, в которых вращается рабочее колесо 1, консольно насаженное на вал 3. Корпус крепится к опорному кронштейну 4. В насосе применен сальник 5 с мягкой набивкой. Шариковые подшипники смазываются машинным маслом, которое заливается в кронштейн. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя при помощи эластичной муфты (на рисунке не показана).

В тех случаях, когда от насоса требуется самовсасывание, он снабжается колпаком 2, благодаря которому в нагнетательной камере насоса при пуске воздух отделяется от воды. По стенкам колпака вода стекает в насос, а воздух уходит в трубопровод, в результате чего во всасывающей полости насоса и во всасывающем трубопроводе создается требуемое разрежение, способствующее заполнению трубопровода перекачиваемой водой.

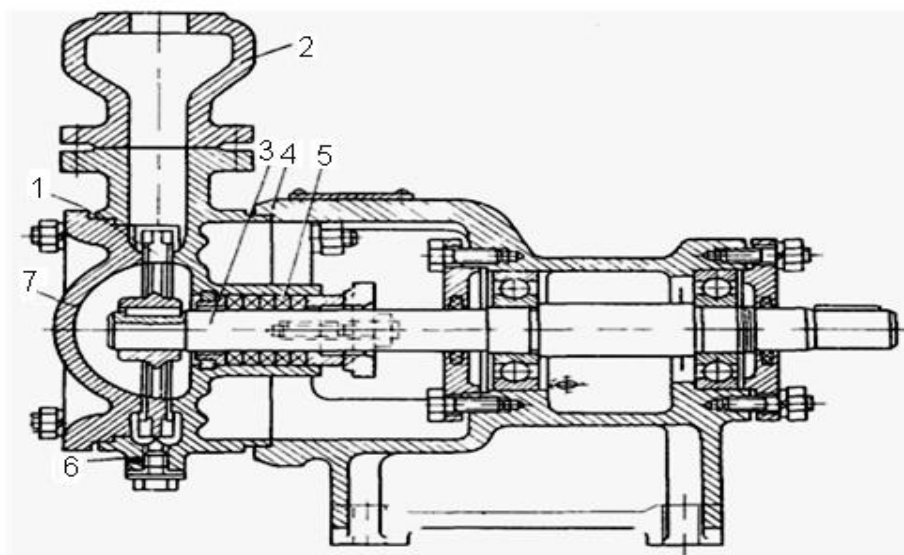


Рис. 1.37. Одноступенчатый консольный вихревой насос

Для улучшения характеристик и повышения экономичности, а также для увеличения всасывающей способности центробежных насосов строят центробежно-вихревые насосы, первой ступенью которых является рабочее колесо центробежного насоса, а второй – вихревого.

Одна из конструкций центробежно-вихревого насоса (рис. 1.38) состоит из двух последовательно включенных колес: центробежного 6 и вихре-

вого 5, насаженных на общий вал 7. Жидкость подводится к центробежному колесу, как указано стрелкой, по каналу в корпусе 3.

Поток жидкости выбрасывается центробежным колесом в специальный отвод (на рис. 1.38 не показан) и поступает далее по каналу корпуса во входное отверстие вихревого колеса. Последнее подает жидкость через канал "а" в нагнетательный трубопровод.

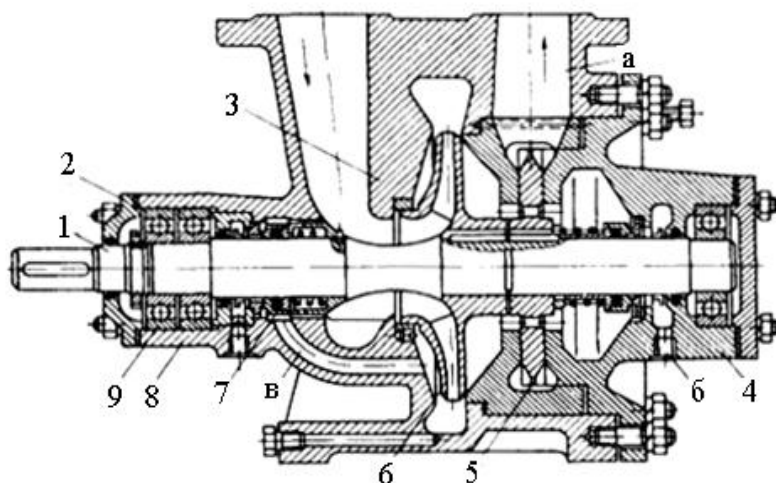


Рис. 1.38. Центробежно-вихревой насос

Опорой вала со стороны приводного двигателя служат 2 однорядных шарикоподшипника 9, воспринимающие также осевую нагрузку. Эти подшипники монтируются в приливе 8 и фиксируются в осевом направлении крышкой 2. Другой конец вала поддерживается шарикоподшипником, установленным в крышке 4 корпуса. Смазка подшипников консистентная, удерживаемая от растекания по валу войлочными кольцами.

Уплотнение вала со стороны двигателя достигается резиновым кольцом 7 и системой прижимных втулок и пружины. Кроме того, в полость уплотнения по каналу "В" подводится вода под давлением от центробежного колеса. Таким образом обеспечивается водяное уплотнение. Аналогично выполнено уплотнение вала на стороне вихревого колеса. Жидкость, проникающая сквозь уплотнения, отводится через отверстие "б" в трюм или в сливной трубопровод.

1.11.2. Техническое использование вихревых насосов

Перед пуском вихревого насоса необходимо осмотреть его и проверить наличие масла в кронштейне 4 (см. рис. 1.37), открыть клапаны на всасывающем и напорном трубопроводах и залить водой насос и всасывающий трубопровод. При наличии у насоса колпака заливка всасывающего трубопровода не требуется, однако насос должен быть залит.

Так как у вихревых насосов при уменьшении подачи резко возрастают напор и потребляемая мощность, что может привести к перегрузке двигателя или повреждению трубопровода, необходимо внимательно следить за работой предохранительно-перепускного клапана.

Для остановки насоса следует остановить электродвигатель, а затем закрыть клапаны на напорном и всасывающем трубопроводах. Вихревой насос, работающий на пневмоцистерну, включается и выключается автоматически при помощи реле. Пуск, обслуживание во время работы и остановку центробежно-вихревых насосов проводят в основном так же, как и вихревых насосов.

1.12. Поршневые насосы

1.12.1. Устройство, принцип действия

У поршневого насоса подача осуществляется при помощи вытеснителя (поршня или плунжера), совершающего возвратно-поступательное движение в цилиндре. Простейший поршневой насос показан на рис. 1.39а. В цилиндре 3 помещен поршень 4, плотно прилегающий своей боковой поверхностью к стенке цилиндра. Поршень получает движение от двигателя (не показан) при помощи кривошипно-шатунного механизма 6 и штока 5. К цилиндру прикреплена (или отлита заодно с ним) клапанная коробка 2, в которой размещены всасывающий 9 и напорный (нагнетательный) 10 клапаны. К клапанной коробке присоединены всасывающая 7 и напорная 1 трубы. Насос забирает жидкость из резервуара 8. Через Z_1 обозначена геометрическая высота всасывания насоса.

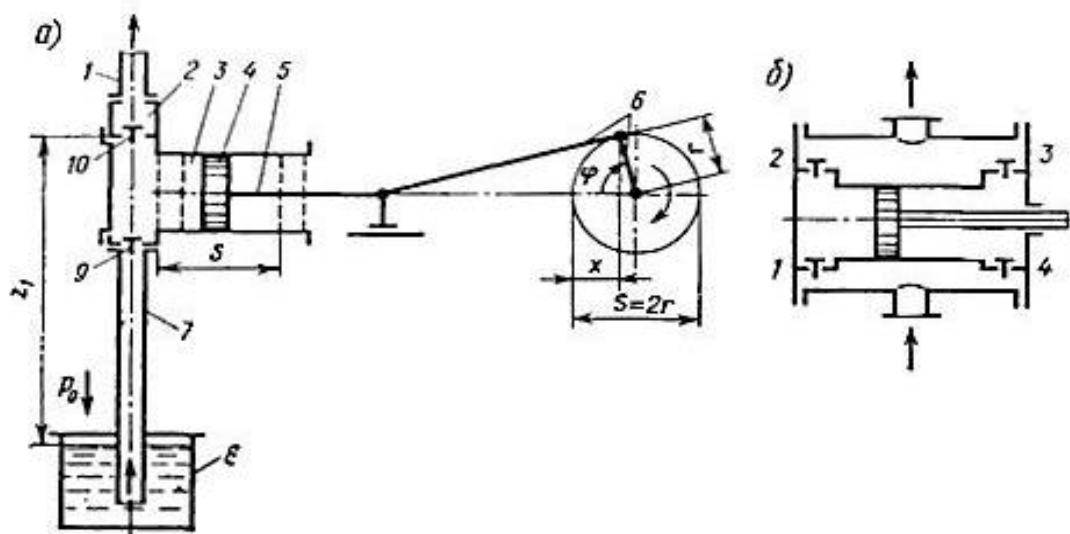


Рис. 1.39. Поршневые насосы:
а) одностороннего действия; б) двустороннего действия

Клапаны насоса самодействующие и пропускают жидкость только в одном направлении – снизу вверх. Пространство, заключенное между поршнем и клапанами, называется рабочей камерой насоса. Расстояние между крайними положениями поршня называется его ходом $S = 2 \cdot r$, где r – радиус кривошипа.

Во время работы насоса поршень передвигается внутри цилиндра возвратно-поступательно на длину хода. Крайнее левое и крайнее правое положения поршня называют соответственно левой и правой мертвой точ-

кой. У вертикальных насосов крайнее нижнее и крайнее верхнее положения поршня называют нижней и верхней мертвой точкой.

При движении поршня из крайнего левого положения вправо объем рабочей камеры увеличивается и давление в ней понижается. Так как клапаны насоса самодействующие, то всасывающий клапан 9 откроется и жидкость по всасывающей трубе 7 под действием внешнего давления P_0 устремится из резервуара 8 в рабочую камеру насоса. По достижении поршнем крайнего правого положения всасывание жидкости прекращается, и всасывающий клапан закроется. В дальнейшем поршень при движении справа налево будет давить на находящуюся в рабочей камере жидкость и вытеснять ее через напорный клапан 10 в напорную трубу 1.

У насоса, изображенного на рис. 1.39а, жидкость вытесняется при движении поршня только в одну сторону. Такие насосы называются насосами одностороннего (простого) действия.

Если жидкость вытесняется при движении поршня в обе стороны, то такие насосы называются насосами двустороннего (двойного) действия (рис. 1.39б). Всасывание и нагнетание у данного насоса совершаются при каждом ходе поршня. При ходе поршня влево всасывающий 4 и напорный 2 клапаны открыты. Через клапан 4 происходит всасывание жидкости в рабочую камеру, а через клапан 2 – вытеснение жидкости в напорную трубу. В это время клапаны 1 и 3 закрыты. При обратном ходе поршня через клапан 1 жидкость поступает в рабочую камеру, а через клапан 3 производится подача жидкости в напорную трубу; клапаны 4 и 2 закрыты.

По устройству вытеснителя насосы делят на поршневые, или насосы с дисковым поршнем, и плунжерные. В зависимости от расположения оси цилиндров различают насосы горизонтальные и вертикальные. На судах применяются главным образом вертикальные насосы, так как они занимают меньшую площадь, чем горизонтальные.

По числу цилиндров судовые насосы разделяют на одно и двухцилиндровые. Наибольшее распространение получили двухцилиндровые насосы двустороннего действия.

Теоретическая подача поршневого насоса может быть определена по формуле

$$Q_T = k \cdot F \cdot S \cdot n,$$

где k – число рабочих камер в насосе; F – площадь, м^2 ; S – ход поршня, м ; n – частота вращения вала насоса или число двойных ходов поршня (плунжера) в секунду.

Для одноцилиндровых насосов одностороннего действия $k = 1$ и двустороннего действия $k = 2$. Если насос двухцилиндровый двустороннего действия, то $k = 4$.

Действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_0 = k \cdot F \cdot S \cdot n \cdot \eta_0,$$

где η_0 – объемный КПД или, как его часто называют, коэффициент подачи поршневого насоса.

Коэффициент подачи η_0 учитывает утечки жидкости, обусловленные неплотностями в клапанах, сальниках и уплотнениях поршня, а также несвоевременным закрытием клапанов. Попадание воздуха в рабочую камеру насоса (например, во время всасывающего хода через случайные неплотности всасывающего трубопровода или сальников) уменьшает коэффициент подачи.

При расчете поршневых насосов двустороннего действия иногда пользуются следующей формулой:

$$Q = k \cdot \left(F - \frac{f}{2}\right) \cdot S \cdot n \cdot \eta_0,$$

где f – площадь сечения поршневого штока.

Эта формула точнее, так как она учитывает объем, занимаемый в цилиндре поршневым штоком, что имеет существенное значение при расчете малых насосов.

Поршневые насосы обладают многими положительными свойствами, а именно: способностью к сухому всасыванию; возможностью достижения высоких давлений; пригодностью для перекачивания разнообразных жидкостей при различных температурах, высоким КПД.

К недостаткам поршневых насосов относятся: тихоходность, влекущая за собой большие размеры и массу насоса при большой подаче; относительная сложность конструкции; неравномерность подачи, для уменьшения которой в ряде случаев приходится устанавливать воздушные колпаки; непригодность к работе без специальных устройств для регулирования подачи при постоянной частоте вращения привода.

Поршневые насосы пускают в ход **при открытой напорной задвижке**. Широкое применение на судах имеют ручные поршневые насосы. Они используются для перекачивания малых количеств воды и нефтепродуктов.

1.12.2. Графики подачи и степень неравномерности

В поршневом насосе жидкость поступает в цилиндр, следуя за движущимся поршнем, и им же вытесняется в напорный трубопровод. Характер движения поршня обусловлен кинематикой кривошипно-шатунного механизма.

Если пренебречь влиянием конечной длины шатуна, то путь x , проходимый поршнем или плунжером (см. рис. 1.39а), будет связан с углом φ поворота кривошипа зависимостью

$$x = r \cdot (1 - \cos\varphi).$$

В свою очередь для линейной скорости поршня можно написать

$$u = \frac{dx}{dt} = r \cdot \sin\varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin\varphi,$$

где $\frac{d\varphi}{dt} = \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, (здесь n – скорость вращения кривошипа, об/мин).

Формула показывает, что при данном положении кривошипа скорость поршня измеряется ординатой некоторой синусоиды.

При $\varphi = 0$ и $\varphi = 180^\circ$ скорость $u = 0$, а при $\varphi = 90^\circ$ она достигает максимального значения $u_{max} = r \cdot \omega$. Таким образом, за каждый оборот кривошипного вала скорость поршня дважды увеличивается от нуля до максимума и столько же раз снижается от максимума до нуля.

На практике часто приходится оперировать средней скоростью поршня. Выражение для этой скорости можно получить на основе простых соображений. За один оборот вала насоса поршень проходит путь $2 \cdot S$, м; за n оборотов в минуту – $2 S \cdot n$, м/мин. Следовательно, средняя скорость, м/с,

$$u_{cp} = \frac{2 S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30}.$$

Так как у насосов с кривошипно-шатунным механизмом скорость поршня непрерывно меняется, то, естественно, подача их является неравномерной. Объем жидкости, подаваемой поршнем в каждый данный момент (подача), равен скорости поршня, умноженной на его площадь:

$$Q = F u = F r \omega \sin \varphi = F r \frac{\pi n}{30} \sin \varphi.$$

Из этого выражения видно, что, поскольку площадь поршня остается постоянной, подача насоса изменяется по тому же закону, что и скорость поршня, т. е. по синусоиде.

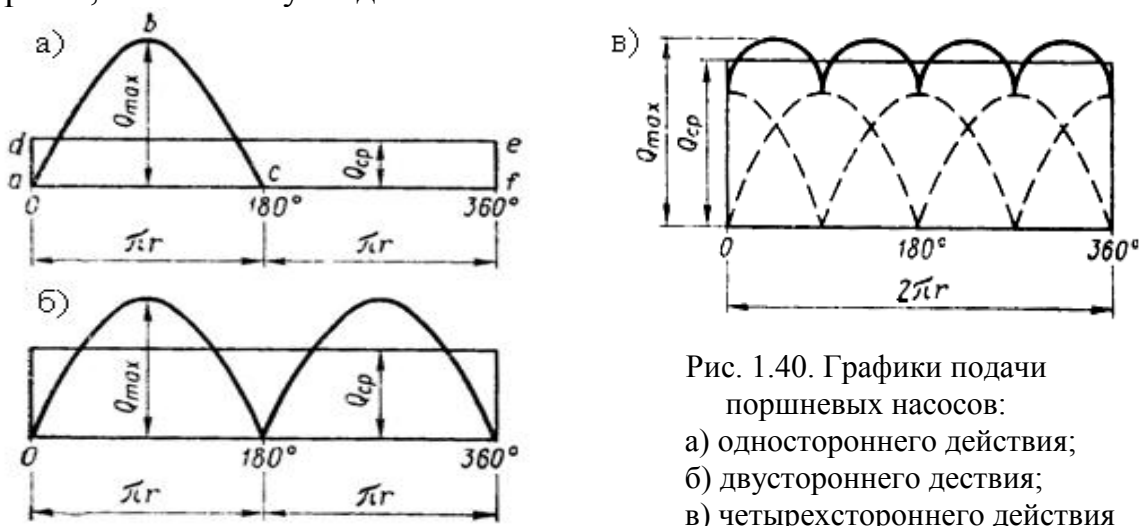


Рис. 1.40. Графики подачи поршневых насосов:
а) одностороннего действия;
б) двустороннего действия;
в) четырехстороннего действия

Пользуясь последним уравнением, можно построить графики подачи кривошипных насосов. На рис. 1.40а показан такой график abc для одноцилиндрового насоса одностороннего действия. При всасывающем ходе поршня поступление жидкости в напорный трубопровод не происходит, и подача насоса в течение этого хода равна нулю. На графике этот процесс изображается отрезком с–f. Наибольшая ордината графика соответствует максимальной подаче насоса, где $\sin \varphi = 1$

$$Q_{max} = F u_{max} = F r \frac{\pi n}{30}$$

Если бы подача одноцилиндрового насоса одностороннего действия совершалась равномерно и не за один ход поршня, а за два его хода, то ее можно было бы изобразить прямоугольником adef. Высота прямоугольника соответствует воображаемой средней подаче насоса

$$Q_{cp} = F S \frac{n}{60} = F \frac{r n}{30}$$

Отношение максимальной подачи к средней называют степенью неравномерности δ . Для одноцилиндрового насоса одностороннего действия из формул получим:

$$\delta = Q_{\max}/Q_{\text{ср}} = \pi = 3,14.$$

Из изложенного следует, что у одноцилиндрового насоса одностороннего действия всасывание жидкости в цилиндр и подача из него протекают весьма неравномерно. Это вызывает возникновение инерционных сил в потоке. Сила инерции жидкости, движущейся безотрывно за поршнем, пропорциональна его ускорению, которое в свою очередь пропорционально квадрату угловой скорости вала насоса. Поэтому при высокой частоте вращения вала инерционные силы могут достигать больших значений, вызвать разрыв сплошности потока и нарушить нормальную работу насоса. Кроме того, силы инерции ложатся лишней нагрузкой на приводную часть насоса.

У одноцилиндрового насоса двустороннего действия подача жидкости совершается при каждом ходе поршня и график подачи изображается в виде двух синусоид (рис. 1.40б). Как видно из рисунка, подача у такого насоса падает до нуля в момент прихода поршня в мертвые точки. Степень неравномерности подачи $\delta = \pi/2 = 1,57$.

Кривошипы двухцилиндровых насосов двустороннего действия расположены под углом 90° один к другому, поэтому для получения графика подачи такого насоса строят четыре синусоиды, сдвинутые по оси на 90° , а затем складывают их ординаты, соответствующие одинаковым значениям угла поворота кривошипа. Суммарный график подачи такого насоса изображается сплошной волнообразной линией, не имеющей нулевых значений ординат (рис. 1.40в).

Двухцилиндровый насос двустороннего действия обладает степенью неравномерности подачи $\delta = 1,11$. Наиболее равномерной подачей (наименьшей степенью неравномерности, равной 1,047) обладают трехцилиндровые насосы одностороннего действия, которые получили широкое применение в стационарных установках.

1.12.3. Стабилизация давления с помощью воздушных колпаков

Из-за неравномерной скорости поршня насоса в периоды всасывания и нагнетания давление в цилиндре может колебаться в широких пределах. Большое влияние на амплитуду колебаний давления в цилиндре оказывают силы инерции столба жидкости во всасывающем и напорном трубопроводах. Чтобы уменьшить влияние этих сил и выровнять подачу, применяют воздушные колпаки, которые в зависимости от потребности устанавливают как на стороне всасывания, так и на стороне нагнетания. На рис. 1.41 показана схема установки всасывающего 2 и напорного 1 воздушных колпаков у одноцилиндрового насоса одностороннего действия.

Верхняя часть колпаков, являющихся гидрогазовым аккумулятором,

занята воздухом, а нижняя – перекачиваемой жидкостью, причем давление, под которым находится воздух, равно давлению над поверхностью уровня жидкости.

Сущность действия напорного колпака заключается в том, что при превышении мгновенной подачи жидкости над средней, избыток жидкости V' задерживается в колпаке (рис. 1.41а). Когда подача жидкости поршнем становится меньше средней или прекращается совсем (при всасывающем ходе), воздух в колпаке расширяется и вытесняет избыток задержавшейся в нем жидкости в напорный трубопровод и поддерживает в нем движение жидкости со скоростью близкой к постоянной. На графике подачи (рис. 1.41б) изображен принцип работы воздушного колпака в виде заштрихованной части площади синусоид.

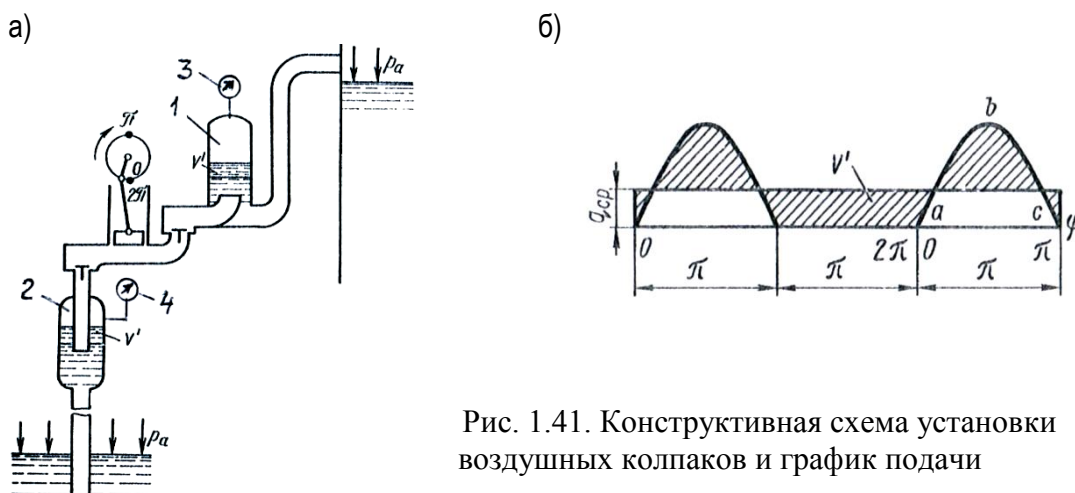


Рис. 1.41. Конструктивная схема установки воздушных колпаков и график подачи

Аналогично описанному действует и колпак на всасывающей трубе, жидкость из которого неравномерно забирается насосом по всасывающему патрубку. При этом до колпака 2 жидкость во всасывающей трубе движется почти равномерно.

Во время работы насоса уровень жидкости во всасывающем колпаке постепенно понижается. Происходит это потому, что давление в этом колпаке ниже чем в приемном резервуаре и в нем скапливается воздух, выделяющийся из жидкости. Чтобы скопившийся воздух не мог сразу в большом количестве попасть в рабочую полость (камеру) насоса, что нарушило бы нормальную работу, в нижней части всасывающего патрубка делается ряд небольших отверстий. Достигнув при понижении уровня этих отверстий, воздух небольшими порциями отсасывается через них в рабочую камеру.

Наоборот, в напорном колпаке уровень жидкости постепенно повышается, так как воздух, находящийся в нем под повышенным давлением, растворяется в перекачиваемой жидкости и уносится ею. В связи с этим возникает необходимость периодически восполнять убыль воздуха в колпаке. Для этой цели под всасывающим клапаном или на цилиндре насоса устанавливается воздушный кран, который снабжен обратным клапаном (сапуном). При открытии крана воздух засасывается в цилиндр насоса и затем

вытесняется в напорный колпак. Нормально воздух должен занимать приблизительно $\frac{2}{3}$ объема колпака. Для того, чтобы воздушные колпаки наиболее полно выполняли свои функции, их устанавливают возможно ближе к насосу, либо на самом насосе.

Для контроля за давлением на напорном колпаке устанавливается манометр 3, а на всасывающем – вакуумметр 4. Для наблюдения за уровнем жидкости и, следовательно, за количеством воздуха в колпаках на них устанавливаются мерные стекла

1.13. Водокольцевые насосы

1.13.1. Устройство, принцип действия

Водокольцевые насосы относятся к группе самовсасывающих или вакуум-насосов объемного типа. Устройство их таково, что они могут всасывать и воздух, и воду. Принципиальная схема водокольцевого насоса представлена на рис. 1.42.

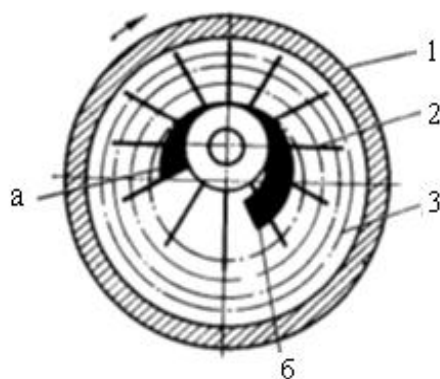


Рис. 1.42. Схема водокольцевого вакуум-насоса:

- 1 – цилиндрический корпус;
- 2 – рабочее колесо с лопастями;
- 3 – водяное кольцо;
- а, б – серповидные напорное и всасывающее отверстия

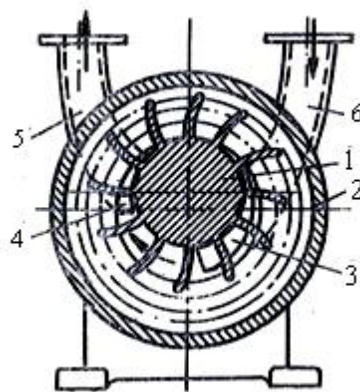


Рис. 1.43. Одноступенчатый водокольцевой насос:

- 1 – рабочее колесо с лопатками;
- 2 – корпус; 3 – приемное отверстие;
- 4 – напорное отверстие;
- 5, 6 – напорный и приемный патрубки

В цилиндрическом корпусе 1 насоса, заполненном водой, эксцентрично расположено рабочее колесо 2 с лопатками. При вращении колеса на периферии под действием центробежной силы создается уплотнительное водяное кольцо 3. Каждые 2 лопатки и боковые стенки корпуса образуют камеру, которая сообщается с находящимися в стенках всасывающим "б" и нагнетательным "а" отверстиями. Поскольку рабочее колесо расположено эксцентрично, водяное кольцо в камере при вращении колеса перемещается поступательно (в радиальном направлении); поэтому, когда внутренняя поверхность кольца находится в камере дальше от ступицы, воздух засасывается через отверстие "б" и, наоборот, когда эта поверхность оказывается ближе к ступице, он вытесняется через отверстие "а".

Водокольцевые насосы бывают *одноступенчатыми* и *двухступенчатыми*. Одноступенчатый водокольцевой вакуум-насос (рис. 1.43) состоит

из цилиндрического корпуса 2, двух торцовых крышек и рабочего колеса с лопатками 1, эксцентрично расположенного в корпусе. При вращении колеса его лопасти (прямые или изогнутые) отбрасывают воду к стенкам корпуса, при этом образуется вращающееся водяное кольцо. Серповидное пространство между водяным кольцом и ступицей колеса является рабочим объемом насоса. Вверху внутренняя поверхность водяного кольца касается ступицы колеса и препятствует перетеканию воздуха с нагнетательной полости во всасывающую.

На протяжении первого полуоборота колеса в направлении стрелки внутренняя поверхность водяного кольца постепенно удаляется от ступицы, при этом образуется свободный объем между лопастями колеса, который заполняется воздухом из всасывающего патрубка 6 через всасывающее окно 3 в крышке корпуса насоса. При втором полуобороте колеса внутренняя поверхность водяного кольца приближается к ступице, а воздух, находящийся между лопастями, сначала сжимается, а затем вытесняется в нагнетательное окно 4, а оттуда в нагнетательный патрубок 5. Таким образом, в водокольцевом насосе воздух перемещается из всасывающего патрубка в нагнетательный непрерывно и равномерно.

Очень важно, чтобы при работе насоса не было утечек воды из него и толщина водяного кольца оставалась постоянной. В противном случае внутренний диаметр водяного кольца увеличится, оно отойдет от поверхности ступицы в верхней части и перекачиваемый воздух будет просачиваться из нагнетательной полости во всасывающую. Работа насоса резко ухудшится. Утечки жидкости из насоса происходят постоянно в результате вихре- и брызгообразования на внутренней поверхности водяного кольца и уноса брызг через нагнетательное отверстие. Кроме того, от постоянного перемешивания и трения жидкость в кольце нагревается и ухудшается работа насоса. Поэтому насосы оборудуют собственной системой с напорным бачком для постоянной замены части воды в кольце.

В том случае, когда надо обеспечить высокий вакуум, применяют двухступенчатые насосы (рис. 1.44).

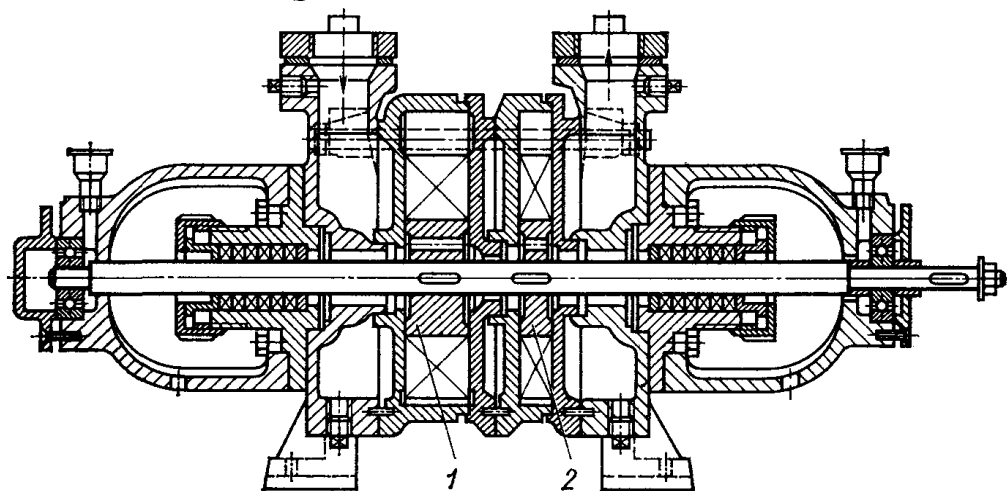


Рис. 1.44. Двухступенчатый водокольцевой насос:
1 – рабочее колесо I ступени; 2 – рабочее колесо II ступени

В таком насосе перепад давлений на ступень уменьшается, в результате чего увеличивается объемный КПД и максимально достижимый вакуум. Плотность воздуха, поступающего во вторую ступень, выше, чем при входе в первую ступень, поэтому при одном и том же количестве объем будет меньше и, следовательно, ширина колеса 2 второй ступени получается меньшей по сравнению с шириной колеса 1 первой ступени. Устройство насоса ясно из рисунка и пояснений не требует.

При подготовке водокольцевого насоса к пуску необходимо проверить наличие воды в напорном бачке и в самом насосе (пуск в действие сухого насоса не допускается). Затем следует открыть вспомогательный воздуховпускной клапан (если он имеется). *При этом всасывающий клапан должен быть закрыт; а напорный клапан необходимо поставить в положение «Открыто».*

После пуска электродвигателя необходимо открыть питающий водяной клапан, медленно закрыть воздуховпускной клапан и проверить вакуум в насосе; если вакуум держится нормально, то медленно открыть всасывающий клапан.

Необходимо вести систематический контроль за наличием воды в напорном бачке и следить за поддержанием плотности всех соединений и сальников. При снижении вакуума во время работы насоса нужно проверить достаточность поступления воды к насосу, а также плотность вакуумного трубопровода и насоса.

1.13.2. Техническое использование водокольцевых насосов

Как уже отмечалось, существенным недостатком центробежных насосов является их неспособность к самовсасыванию, или так называемому сухому всасыванию, когда в приемном трубопроводе находится воздух. Поэтому перед пуском центробежного насоса приемный трубопровод и насос должны быть заполнены жидкостью. С этой целью насос снабжают специальным самовсасывающим устройством – вакуум-насосом, служащим для удаления воздуха из приемного трубопровода ЦН, вследствие чего трубопровод и насос заполняются жидкостью. При расположении насоса ниже уровня жидкости в приемном резервуаре самовсасывающее устройство не требуется.

Вакуум-насосом снабжают, в частности, центробежные насосы, работающие в системах осушения, при этом наибольшее применение получили вакуум-насосы водокольцевого типа.

Самовсасывающее устройство насоса типа НЦВС (рис. 1.45) состоит из вакуум-насоса 14 водокольцевого типа, распределительного золотникового устройства 11 и поплавкового игольчатого устройства 7, установленного на линии всасывания 10. Вакуум-насос размещен в нижней части корпуса центробежного насоса 4.

При вращении рабочего колеса вакуум-насоса в межлопаточном пространстве колеса создается разрежение, куда устремляется воздух из вса-

сывающей магистрали центробежного насоса. Отсос воздуха происходит до тех пор, пока всасывающая магистраль, центробежное колесо и поплавковая камера 6 не окажутся заполненными водой и центробежный насос не начнет свою нормальную работу.

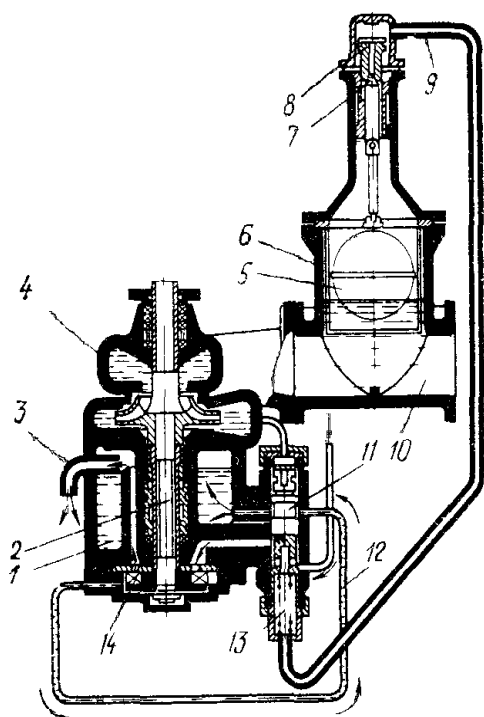


Рис. 1.45. Принципиальная схема самовсасывающего устройства насоса типа НЦВС

После заполнения насоса водой поплавок 5 всплывает, и шарнирно связанный с ним игольчатый клапан 7 перекрывает линию отсоса воздуха из всасывающей магистрали центробежного насоса, предохраняя вакуум-насос от попадания загрязненной перекачиваемой воды.

При установившемся режиме работы центробежного насоса вода из напорной магистрали по специальному трубопроводу, воздействуя на сильфон, перемещает распределительный золотник 11 в новое положение, при котором линия рециркуляции воды перекрыта и вакуум-насос работает только на воздухе.

В случае срыва вакуума на всасывании при работе насоса самовсасывающее устройство срабатывает автоматически и обеспечивает

восстановление нормального режима работы. На рис. 1.45 самовсасывающее устройство показано в положении, при котором центробежный насос включен и перекачивает воду, а вакуум-насос вращается вхолостую.

Остальные позиции на рис. 1.45 означают: 1 – резервуар самовсасывающего устройства; 2 – ротор; 3 – сливная трубка; 6 – поплавковый клапан; 8 – обратный клапан; 9, 12 – воздушные трубы; 13 – пружина.

Резервуар самовсасывающего устройства 1 заполняют чистой пресной водой (через воронку) до появления воды из сливной трубки. При нормальной работе насоса во время пуска происходит выбрасывание из сливной трубки 3 резервуара водовоздушной смеси, после чего должно наступить заполнение рабочего колеса центробежного насоса и повышение давления воды в напорном патрубке. Для обеспечения нормального автоматического срабатывания самовсасывающего устройства на напорной трубе устанавливают обратный клапан.

Помимо работы в составе установки для заливки больших центробежных насосов водокольцевые насосы применяются как самостоятельные агрегаты:

- для перекачивания топлива в системах вакуумной перекачки и зачистки трюмов нефтеналивных судов;
- для создания и поддержания вакуума в конденсаторах опреснитель-

ных установок, в различных емкостях и аппаратах благодаря их способности создавать значительные разрежения в воздушной среде.

Водокольцевые насосы просты по устройству и надежны в эксплуатации, обладают самовсасыванием и имеют большую высоту всасывания, быстро выходят на режим после запуска.

1.14. Пластинчатые насосы

Пластинчатые (шиберные) насосы относятся к роторным насосам объемного типа. Эти насосы бывают однократного и многократного действия. На судах внутреннего плавания применяют пластинчатые насосы однократного и двукратного (двойного) действия (рис. 1.46).

В насосах однократного действия (рис. 1.46а) за один оборот вала происходит один полный цикл работы, включающий в себя процессы всасывания и нагнетания. В насосах двукратного действия (рис. 1.46б) за один оборот вала происходят 2 полных цикла работы, т. е. два процесса всасывания и два процесса нагнетания.

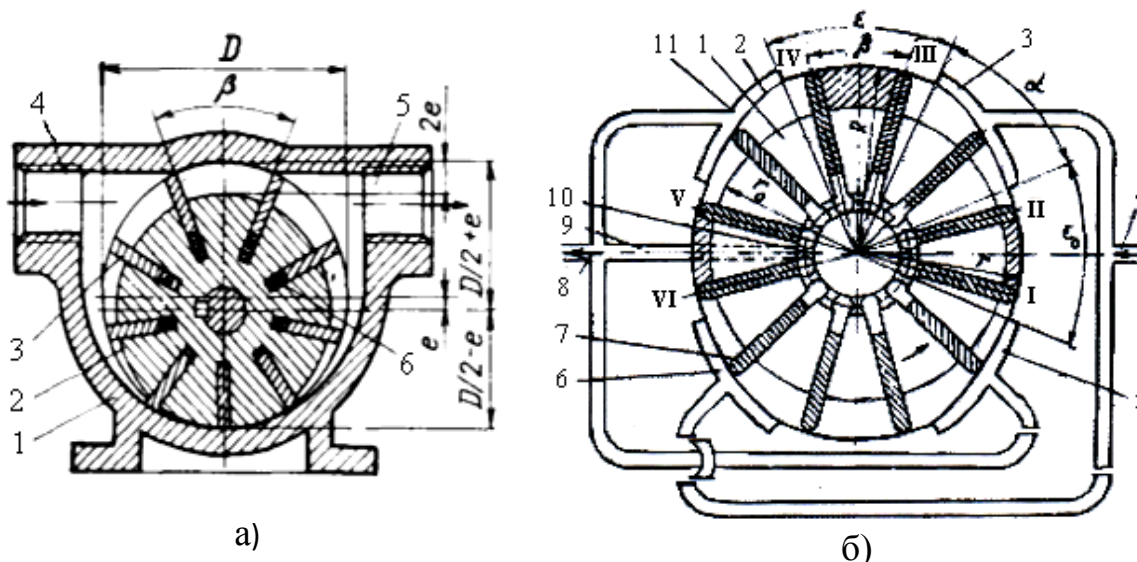


Рис. 1.46. Пластинчатые насосы:
а) однократного действия; б) двукратного действия

Ротор 2 *пластинчатого насоса однократного действия* (рис. 1.46а) представляет собой барабан с пазами, в которые входят пластины 3. Ротор эксцентрично установлен в корпусе (статоре) 1. При вращении его пластины прижимаются своими наружными торцами к внутренней поверхности корпуса насоса пружинами 6 и центробежной силой. Объем полости, заключенной между соседними пластинами, поверхностью ротора и стенкой корпуса, при движении в районе камеры всасывания 4 увеличивается, вследствие чего происходит всасывание жидкости. Наоборот, при движении в районе камеры нагнетания 5 объем этой полости уменьшается и происходит вытеснение жидкости в напорный трубопровод.

Максимальный эксцентриситет в пластинчатых насосах однократного действия $e = (0,054-0,08) D$, где D – диаметр расточки корпуса. Число пла-

стин составляет 6–12. Через β на рис. 1.46 обозначен угол между пластинами. Насосы однократного действия могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Недостаток этих насосов заключается в большой радиальной нагрузке на вал ротора, поэтому их применяют для сравнительно небольших давлений (до 4–5 МПа).

Для высоких давлений (12 МПа и выше) применяют нерегулируемые *пластинчатые насосы двукратного действия*, которые являются уравновешенными. Ротор 1 такого насоса (рис. 1.46б) имеет пазы с лопатками 7. При вращении ротора лопатки под действием центробежной силы своими наружными кромками упираются во внутреннюю поверхность корпуса (статора) 2. Следуя за очертанием этой поверхности, они совершают возвратно-поступательное перемещение. Для надежного контакта торцов лопаток с корпусом в роторе предусмотрена кольцевая выточка 10, которая каналом 9 сообщается с нагнетательной полостью. Внутренняя полость статора на различных участках очерчена по-разному.

В пределах угла ε_0 радиус очертания внутренней поверхности постоянный и равен r_0 .

В пределах угла α радиус поверхности статора увеличивается от минимального значения r_0 до максимального R .

Насос работает следующим образом. Объем, заключенный между ротором, статором и двумя лопатками I и II, при вращении ротора против часовой стрелки увеличивается и заполняется через окно 3, сообщающееся с всасывающим трубопроводом 4. После поворота ротора на угол $(\alpha + \varepsilon)$ этот объем начнет уменьшаться. Заполняющая его жидкость вытесняется в окно 11, которое сообщается с напорным трубопроводом 8. В нижней части насоса процессы всасывания и нагнетания повторяются. Здесь жидкость поступает в рассматриваемый объем через окно 6, а вытесняется через окно 5. В результате за один оборот каждое межлопастное пространство дважды всасывает и нагнетает жидкость.

Цифрами I–VI обозначены смежные лопатки, а через r_0 – соответствующий радиус внутренней поверхности статора.

В пластинчатых насосах зазор между пластинами (лопатками) и пазами ротора составляет 0,01–0,03 мм.

Отечественная промышленность выпускает пластинчатые насосы различных типоразмеров. Среди них 12 модификаций насосов Г12-2, рассчитанных на подачу 5–200 л/мин при рабочем давлении 6,3 МПа, и 12 модификаций насосов БГ12-2, рассчитанных на ту же подачу при рабочем давлении 12,5 МПа.

1.15. Роторно-поршневые насосы

Различают роторные радиально-поршневые насосы с радиальным расположением цилиндров относительно оси вращения ротора и аксиально-поршневые насосы с аксиальным расположением цилиндров относительно

оси вращения цилиндрического блока. В первых насосах движение поршней (плунжеров) происходит в одной плоскости, во вторых – в пространстве.

1.15.1 Радиально-поршневые насосы

В этих насосах (рис. 1.47) цилиндры располагают звездообразно, причем оси их находятся в общей плоскости и пересекаются в одной точке. Ротор 4 насоса, представляющий собой блок из нескольких цилиндров, вращается в постоянном направлении. Вместе с блоком вращаются находящиеся внутри его цилиндры плунжеры 5 и шарнирно связанные с ними ползуны 6. Опорные части ползунов прижимаются под действием центробежной силы к внутренней поверхности окружающего их направляющего кольца 7 и скользят по этой поверхности. Направляющее кольцо при помощи цапф 8 подвешивается к неподвижно укрепленному корпусу 9 насоса так, что может смещаться вправо или влево внутри корпуса, не теряя с ним связи. Окруженная звездообразным ротором центральная неподвижная часть (цапфа) насоса имеет перемычку 2, разделяющую внутреннюю полость насоса на верхнюю 3 и нижнюю 1 полости.

В положении, показанном на рис. 1.47а, когда центр направляющего кольца 7 совпадает с центром звездообразного ротора 4, вращение последнего не вызывает подачи жидкости, заполняющей внутренние полости насоса. Плунжеры 5 вращаются вместе с ротором, но никакого движения внутри его цилиндров не получают.

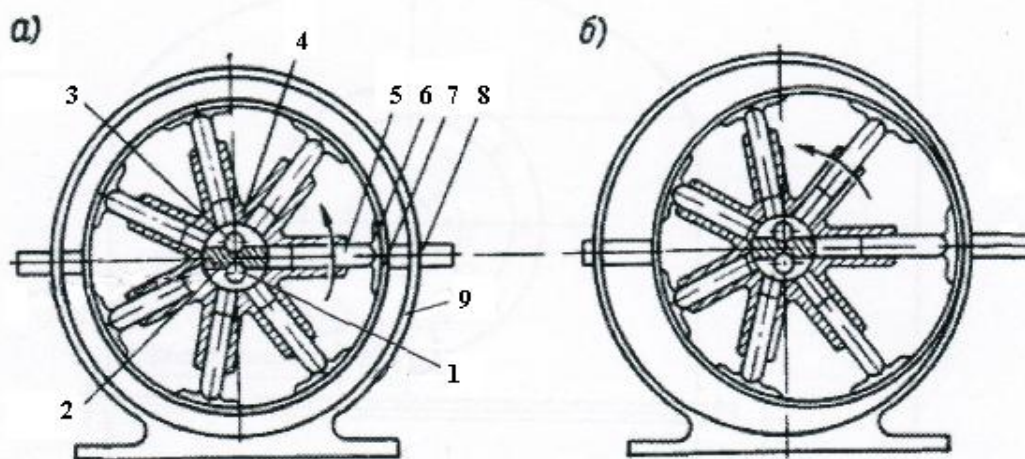


Рис. 1.47. Радиально-поршневой насос

Сдвиг направляющего кольца вправо вызывает перемещение плунжеров в цилиндрах (рис.1.47б), в результате чего плунжеры, продолжая вращаться вместе с ротором, одновременно получают возвратно-поступательное движение внутри цилиндров.

При указанном направлении вращения ротора (против часовой стрелки) в нижнюю внутреннюю полость 1 жидкость будет всасываться, а в верхнюю полость 3 – нагнетаться. Если направляющее кольцо сместить влево, плунжеры также получат возвратно-поступательное движение в цилиндрах, но верхняя полость насоса окажется тогда всасывающей, а ниж-

няя – нагнетательной. В присоединенных к этим полостям трубах направление движения жидкости изменится на обратное.

Перемещением кольца, т. е. изменением получаемого им эксцентриситета по отношению к ротору, можно увеличивать или уменьшать ход плунжеров в цилиндрах, а следовательно, обеспечить регулирование подачи, развиваемой насосом.

На схеме (рис. 1.47), плунжеры опираются на направляющее кольцо посредством ползунов (башмаков). Применяют также конструкции насосов, в которых плунжеры опираются на кольцо при помощи роликов.

Цилиндры располагают в один или несколько рядов (5–13 цилиндров в каждом ряду). Уплотнение плунжеров цилиндров достигается путем обеспечения минимального диаметрального зазора (0,03–0,04 мм). Диаметральный зазор между цапфой и втулкой цилиндрического блока составляет обычно 0,04–0,06 мм.

Радиально-поршневые насосы имеют большой срок службы. Они находят применение в мощных гидроприводах морских судов.

1.15.2. Аксиально-поршневые насосы

Типовая схема насоса данного типа показана на рис. 1.48. Насос состоит из цилиндрического блока 2 с поршнями 3, связанными при помощи шатунов 4 с наклонным диском (шайбой) 5. Цилиндрический блок получает вращение от ведущего вала 7 с помощью кардана 6.

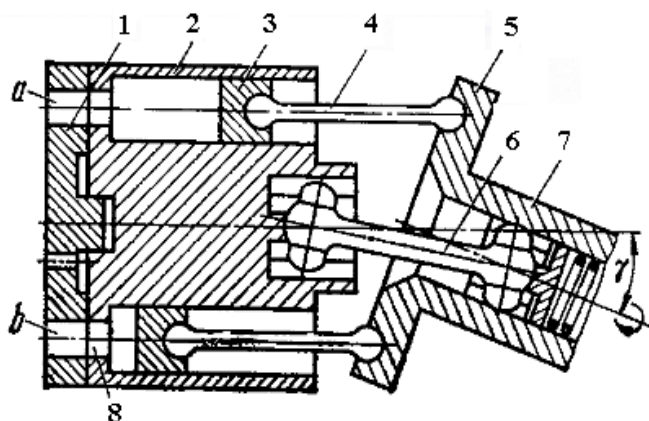


Рис. 1.48. Схема аксиально – поршневого насоса

Распределение жидкости происходит через серпообразные окна "а" и "b" золотника 1 и отверстия 8 в доньшке цилиндрического блока. При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного золотника. При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами "а" и "b" золотника и через них с магистралями всасывания и нагнетания.

Если ведущий вал 7 и цилиндрический блок 2 расположить на одной оси (угол $\gamma = 0$), то подача насоса также будет равна нулю, так как поршни 3, вращаясь вместе с блоком, не будут иметь осевых перемещений относительно своих цилиндров. При отклонении оси вала 7 от оси цилиндрического блока 2 на некоторый угол γ как это показано на схеме, поршни 3 получат наряду с вращательным движением совместно с блоком еще возвратно-поступательное движение внутри цилиндров, поэтому насос будет давать подачу рабочей жидкости определенного направления. Например, для указанного на схеме направления вращения и угла γ верхнее окно "а" будет

всасывающим, а нижнее "b" – нагнетательным. Если при неизменном направлении вращения отклонить ось вала 7 насоса на угол γ в противоположном направлении от оси блока 2, то окно "a" станет нагнетательным, а "b" – всасывающим. Изменение направления вращения приводного вала также изменило бы направление потока рабочей жидкости, но этого никогда не делают, так как выгоднее иметь приводной электродвигатель постоянного направления вращения.

Таким образом, изменяя размер и знак угла γ , регулируют значение и направление подачи насоса. Обычно наибольший угол γ составляет 30° , а количество цилиндров в блоке 7–9.

Поршень (плунжер) сажают в цилиндр с диаметральной зазором в пределах 0,01–0,02 мм, который обычно обеспечивают притиркой. Помещенный в смазанный вертикально расположенный цилиндр, поршень должен медленно опускаться под действием собственного веса. Одним из основных требований при обработке пары "поршень–цилиндр" является обеспечение цилиндричности их рабочих поверхностей; овальность и конусность их не должны превышать соответственно 0,002 и 0,005 мм.

Аксиально-поршневые насосы находят применение в различных гидравлических приводах.

1.16. Шестеренные насосы

1.16.1. Устройство, принцип действия

Шестеренные насосы являются одним из наиболее распространенных видов роторных насосов. Их применяют: в смазочных системах машин и механизмов; в гидроприводах; для перекачивания темных нефтепродуктов.

Рассматриваемые насосы выполняют с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение на судах имеют насосы с шестернями внешнего зацепления. Простейший насос такого типа (рис. 1.49а) состоит из ведущей 1 и ведомой 3 шестерен, помещенных в корпус 2. Профиль зубьев шестерен – эвольвентный. При вращении шестерен по направлению стрелок жидкость, заполняющая впадины зубьев, переносится из полости всасывания "a" в полость нагнетания "б". В полости всасывания зубья шестерен выходят из зацепления, а в полости нагнетания – входят в зацепление.

На рис. 1.49б показана схема насоса с внутренним зацеплением шестерен. Чтобы отделить нагнетательную полость от всасывающей, применен серповидный элемент 2, помещенный между внешней 1 и внутренней 3 шестернями. Для уплотнения между внешней шестерней и корпусом установлены уплотняющие элементы 4, находящиеся под действием пружин 5. В случае перемены направления вращения шестерен при сохранении тех же подводков и отводов жидкости серповидный элемент следует переместить в положение, диаметрально противоположное изображенному на рис. 1.49б. Насосы такого типа имеют меньшие габаритные размеры и

меньше изнашиваются, чем насосы с внешним зацеплением шестерен, однако они сложны в изготовлении.

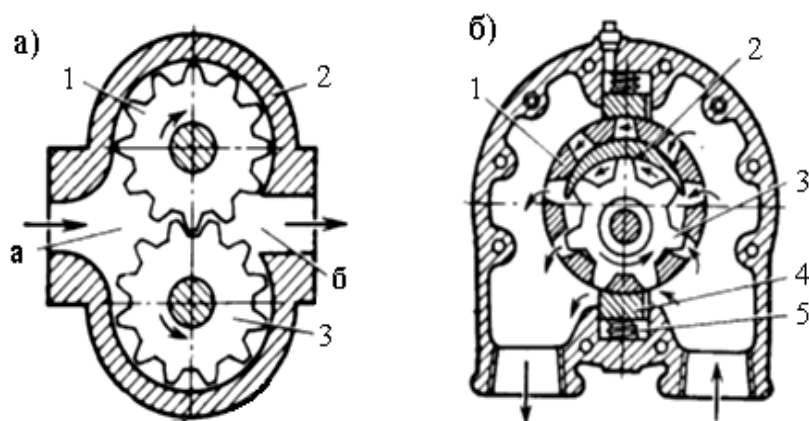


Рис. 1.49. Схемы простейших шестеренных насосов:
а) насос с шестернями внешнего зацепления; б) насос с шестернями внутреннего зацепления

Основным типом шестеренных насосов является насос, состоящий из пары прямозубых шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Насосы этого типа отличаются простотой устройства и надежностью в эксплуатации.

Для увеличения подачи иногда применяют насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной приводной шестерни. Средняя шестерня трехшестеренного насоса (рис. 1.50) является приводной.

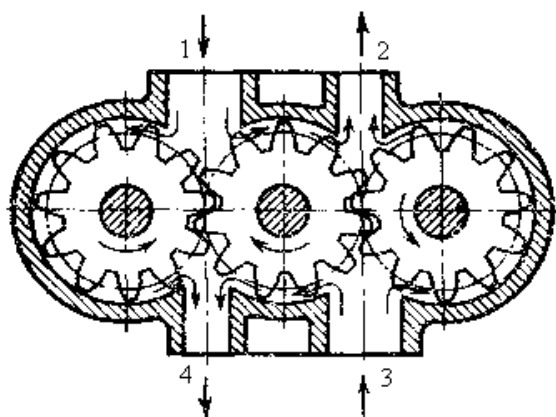


Рис. 1.50. Трехшестеренный насос

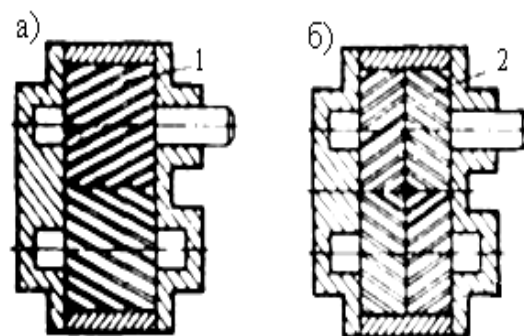


Рис. 1.51. Насосы с косозубыми и шевронными шестернями

При вращении ее в направлении, указанном стрелкой, жидкость будет засасываться из каналов 1 и 3 и нагнетаться через каналы 2 и 4. Теоретическая подача такого насоса в 2 раза больше подачи насоса, состоящего из двух шестерен тех же размеров. Действительная подача насоса этого типа из-за увеличения утечек будет несколько меньше подачи насоса, выполненного по обычной схеме. Для повышения давления жидкости шестеренные насосы делают многоступенчатыми.

В судовой практике широкое применение получили насосы с косозубыми 1 (рис. 1.51а) и особенно с шевронными 2 (рис. 1.51б) шестернями. У

этих насосов вход зубьев в зацепление и выход из зацепления происходят не сразу по всей ширине, как у насосов с прямозубыми шестернями, а постепенно, благодаря чему они менее чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа, более изнаноустойчивы и работают плавно и бесшумно.

Существенным недостатком насосов с косозубыми шестернями является возникновение во время работы осевых усилий, прижимающих шестерни к торцам корпуса, что может вызвать их интенсивный износ. Этого недостатка не имеют насосы с шевронными шестернями.

Обычно шевронные шестерни составляют из двух косозубых шестерен, одна из которых имеет левую нарезку, другая – правую. Обе половины ведущей шестерни сидят на валу на общей шпонке. Одна из половин ведомой шестерни сидит на валу на шпонке, а другая – свободно, вследствие чего она может самоустанавливаться при работе роторов относительно зубьев шестерни ведущего ротора. Угол наклона зубьев в шевронных шестернях 20–25°.

На шестеренные насосы имеется ГОСТ 19027–89. Он распространяется на насосы с подачей от 0,25 до 36 м³/ч и давлением до 2,5 МПа.

Шестеренный насос типа НШ (рис. 1.52), применяемый в гидроприводах, состоит из корпуса 7, крышки 1 и качающего узла, в который входят ведущая 6 и ведомая 2 шестерни, 4 втулки 5, 4 проволоки 9 и пластина 11. Все уплотнения в насосе выполнены при помощи О-образных резиновых уплотнительных колец 3, 4, 10.

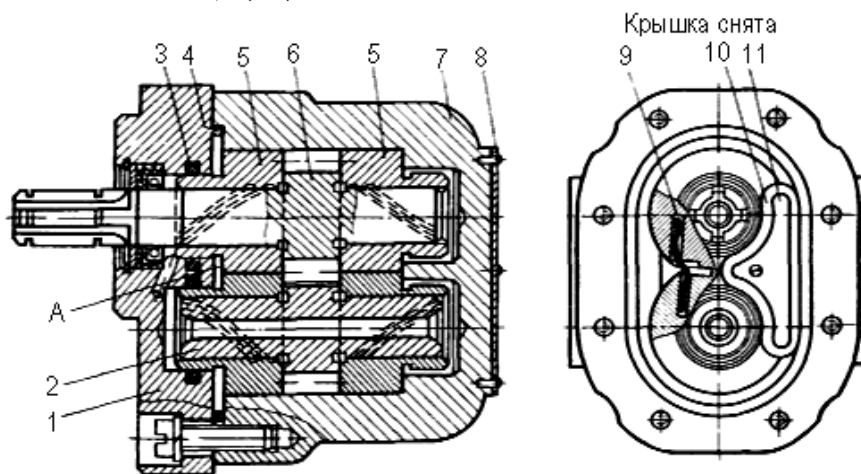


Рис. 1.52. Шестеренный насос типа НШ

На боковых поверхностях алюминиевого корпуса насоса 7 имеются приливы с четырьмя резьбовыми отверстиями для крепления арматуры всасывающего и нагнетательного трубопроводов. В корпусе выполнены расточки под шестерни и втулки. Бронзовые втулки 5 служат опорами шестерен и уплотняют их торцовые поверхности. Взаимное расположение втулок при сборке обеспечивается направляющими проволоками 9.

Для уменьшения внутренних протечек масла в насосе (через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок) применено автома-

тическое регулирование зазоров по торцам шестерен, действующее следующим образом. Масло из камеры нагнетания поступает по пазу в полость "А" над втулками и стремится поджать подвижные втулки 5 к торцам шестерен, ликвидируя зазор между торцами втулок и шестерен.

В то же время со стороны зубьев шестерен на втулки также давит масло, однако по несколько меньшей площади. Таким образом, результирующее усилие, прижимающее втулки к торцам шестерен, невелико и не ведет к повышенному износу. Давление масла со стороны зубьев шестерен распределяется неравномерно. Во избежание перекосов втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцевой площади изолирована от действия высокого давления резиновым уплотнением 10.

Вытекание масла из полости "А" под действием высокого давления предотвращается резиновыми уплотнительными кольцами 3. Масло, просочившееся по цапфам шестерен, поступает через отверстия в крышке и в ведомой шестерне в полости, соединенные с камерой всасывания. Таким образом, все утечки масла попадают во всасывающую магистраль насоса. Приводной конец вала ведущей шестерни уплотнен резиновой самоподвижной манжетой. Предохранительный клапан установлен на трубопроводе. Тип насоса и направление вращения его вала указаны на планке 8.

Для обеспечения надежной работы насоса масло должно подвергаться тщательной фильтрации через фильтры в заливной горловине бака и на сливной магистрали гидросистемы.

1.16.2. Техническое использование шестеренных насосов

Перед пуском в ход насос следует тщательно осмотреть для проверки его исправности. Все болтовые соединения и соединения трубопроводов должны быть затянуты, а контрольно-измерительные приборы исправны.

Легкость вращения роторов проверяют проворачиванием насоса за муфту вручную. Если насос был осушен или пускается в работу впервые после монтажа, его нужно залить рабочей жидкостью.

Необходимо полностью открыть клапаны на всасывающем и нагнетательном трубопроводах, проверить положение трехходовых краников манометров, которые также должны быть полностью открыты.

Насос запускают только после проведения всех операций, связанных с подготовкой его к действию. Убедившись по манометру и вакуумметру в том, что насос подает жидкость, следует установить с помощью клапанов нужный режим.

Во время работы насоса наблюдают за показаниями контрольно-измерительных приборов, следят за состоянием сальника приводного вала и работой приводного двигателя. При нормальной работе насоса отсутствуют стуки и вибрации, а показания приборов стабильны, без рывков.

При внезапном самопроизвольном изменении режима работы или появлении ненормального стука насос следует остановить для выяснения и устранения причин неисправности.

1.17. Винтовые насосы

К винтовым насосам относятся такие насосы, у которых энергия перекачиваемой жидкости увеличивается в результате давления на нее непрерывно вращающихся винтовых поверхностей. Они сочетают в себе положительные качества поршневого и центробежных насосов: обладают сухим всасыванием, равномерностью подачи и малыми габаритами, повышенным КПД при больших числах оборотов.

Винтовые насосы можно разделить: по числу винтов – на одновинтовые и многвинтовые (до пяти винтов); по зазору между нарезкой винтов – на герметичные и негерметичные; по форме профиля нарезки винтов – на насосы с циклоидальным, эвольвентно-циклоидальным и специальным профилями; по числу подводков – на насосы с односторонним и двусторонним подводом жидкости.

В настоящее время на судах преимущественно распространены трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением (рис.1.53). Они отличаются равномерной подачей жидкости, незначительным изменением подачи с увеличением давления, высокой частотой вращения, малыми габаритными размерами и массой, высокой экономичностью ($\eta = 0,64-0,8$). Насосы обладают самовсасыванием и хорошей всасывающей способностью. Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания винтовых насосов зависит от рода перекачиваемой жидкости и составляет 5–6 м.

На трехвинтовые насосы имеется ГОСТ 20883–88. Этот стандарт охватывает насосы с подачей $0,45-400 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлением до 25 МПа.

Винтовые насосы относятся к классу герметичных и выполняются с односторонним и двусторонним подводом жидкости.

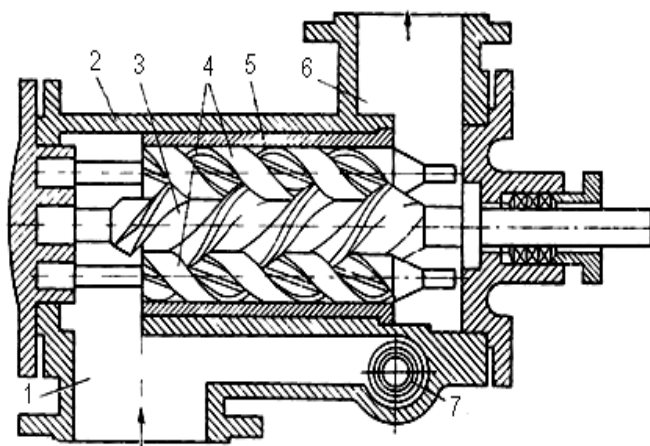


Рис.1.53. Схема трехвинтового насоса с односторонним подводом жидкости

У трехвинтового насоса с односторонним подводом жидкости (рис. 1.53) средний винт 3 является ведущим, а два боковых 4 – ведомыми. Нарезанные части винтов заключены в обойму (втулку) 5, вставленную в корпус 2. В обойме винты вращаются, как в подшипниках с небольшими зазорами. При этом герметичность мест контакта винтов с циклоидальным зацеплением обеспечивается тем, что их профили соприкасаются по точкам, образуя непрерывную линию, от внутреннего до наружного диаметров винтов.

Геометрические соотношения нарезок винтов выбраны так, что обеспечивается не только герметичность рабочих органов, но и отсутствие передачи крутящего момента с ведущего винта на ведомые. Последние не производят полезной работы, а служат только в качестве уплотнений, препят-

ствующих перетеканию жидкости из напорной камеры в приемную, и в процессе нормальной работы вращаются не в результате взаимодействия с ведущим винтом, а благодаря давлению перекачиваемой жидкости, которая перемещается в насосе только вдоль оси винтов.

Ведущий винт по сравнению с ведомыми более массивен, так как он несет основную нагрузку в рабочем процессе.

Корпус насоса имеет приемную камеру 1 с приемным патрубком и напорную камеру 6 с напорным патрубком. Эти камеры соединены предохранительно-перепускным клапаном 7, рассчитанным на полную подачу.

Управление предохранительным клапаном вручную или автоматически обеспечивает пуск насоса без нагрузки. Предохранительные клапаны можно устанавливать в комплекте с автоматическим клапаном регулирования расхода, обеспечивающим за счет регулирования подачи насоса поддержание постоянного вакуума либо постоянного давления на определенном участке системы. Например, в системе смазки дизеля поддерживается постоянное давление на входе в двигатель независимо от вязкости масла.

На рис. 1.54. показана конструктивная схема двухвинтового насоса с двусторонним подводом жидкости. Насосы этого типа устанавливаются как в горизонтальном, так и в вертикальном положении.

Нагнетание осуществляется двумя взаимодействующими винтами, вращающимися в корпусе. У каждого винта имеется правая и левая нарезка, за счет чего обеспечивается гидравлическое равновесие в осевом направлении, и подшипники, на которых установлены валы, не подвергаются действию осевой нагрузки. Для разгрузки радиального давления на хвостовики валов винтов насаживают синхронизирующие шестерни 3, подвергнутые закалке и шлифовке.

Жидкость засасывается винтами от наружной стороны насоса к центру. Нагнетание осуществляется равномерно без пульсации в нагнетательный коллектор, расположенный в средней части.

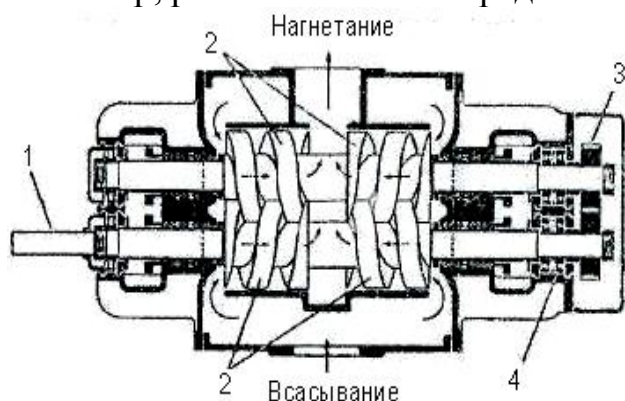


Рис. 1.54. Двухвинтовой насос с двусторонним подводом жидкости:

- 1 – приводной вал;
- 2 – нагнетающие винты;
- 3 – синхронизирующие шестерни;
- 4 – подшипник, фиксирующий осевое положение вала

Винтовые насосы с циклоидальным зацеплением применяются в смазочных системах и системах регулирования машин, а также в системах гидроприводов для перекачивания вязких жидкостей.

При эксплуатации винтовых насосов следует руководствоваться указаниями, приведенными в параграфе 1.16.2 для шестеренных насосов.

Раздел 2. СУДОВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

2.1. Классификация, устройство, принцип действия

Под вентилятором понимается воздуходувная машина, служащая для перемещения воздуха (газа) по воздухопроводам к потребителям. Вентиляторы классифицируются по ряду основных признаков:

- принцип действия (осевые, центробежные);
- величина коэффициента быстроходности ($10 < n_s < 80$ – центробежные; $80 < n_s < 500$ – осевые);
- величина создаваемого давления (до 1 кПа – низкого; до 3 кПа – среднего; свыше 3 кПа – высокого; в некоторых случаях развиваемое давление может достигать от 4 до 15 кПа);
- расположение вала (горизонтальные, вертикальные).

Устройство центробежных вентиляторов (ЦВ) принципиально не отличается от устройства центробежных насосов (ЦН), однако они имеют более простую конструкцию рабочих колес (РК) и остальной проточной части (рис. 2.1). Основными элементами ЦВ являются: корпус, рабочее колесо, спиральный отводящий канал, приемный патрубок. Лопасты РК могут иметь различную конструктивную форму: загнутые вперед, загнутые назад, радиальные. Количество лопастей РК может составлять от 20 до 60. Следует отметить, что центробежные вентиляторы большой производительности снабжаются дополнительно воздухонаправляющими устройствами лопаточного типа для уменьшения закрутки потока перед входом в рабочее колесо (рис. 2.2).

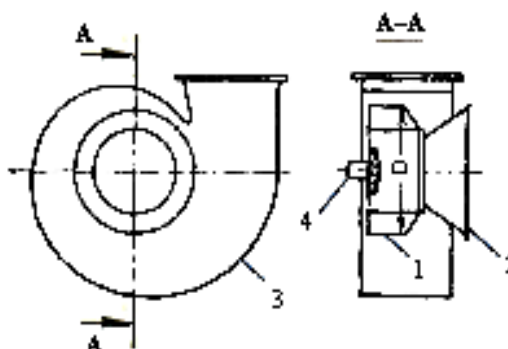
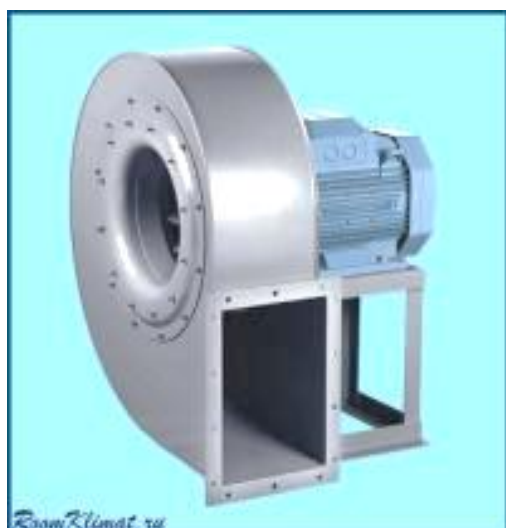


Рис. 2.1. Общий вид и конструктивная схема одноколесного центробежного вентилятора:
1 – рабочее колесо; 2 – приемный патрубок;
3 – спиральный отводящий канал;
4 – вал электродвигателя

Принцип действия ЦВ состоит в следующем: при вращении РК воздух засасывается через приемный патрубок, далее проходит между лопастями от оси к периферии, а затем по спиральному каналу направляется в нагнетательный патрубок.

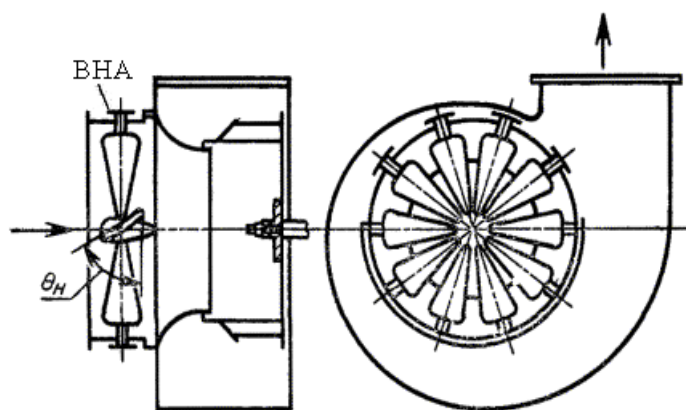


Рис. 2.2. Конструктивная схема центробежного вентилятора с лопаточным воздухонаправляющим аппаратом (ВНА)

К основным элементам осевых вентиляторов (ОВ) относят воздухонаправляющий аппарат, рабочее колесо, спрямляющий аппарат (рис. 2.3). Воздухонаправляющий аппарат (ВНА) служит для устранения закручивания потока среды перед входом в РК. Спрямляющий аппарат (СА) предназначен для раскрутки потока среды, в результате чего значительно повышается создаваемое ОВ давление.

В осевых вентиляторах движение потока воздуха направлено вдоль оси при последовательном прохождении через направляющий аппарат, рабочее колесо и спрямляющий аппарат. В зависимости от назначения и производительности в ОВ могут отсутствовать отдельные элементы. Различные варианты компоновочной схемы ОВ представлены на рис. 2.3. Следует отметить, что в осевых вентиляторах большой производительности рабочее колесо может выполняться с поворотными лопастями.

Осевые вентиляторы подобно осевым насосам являются машинами низкого давления.

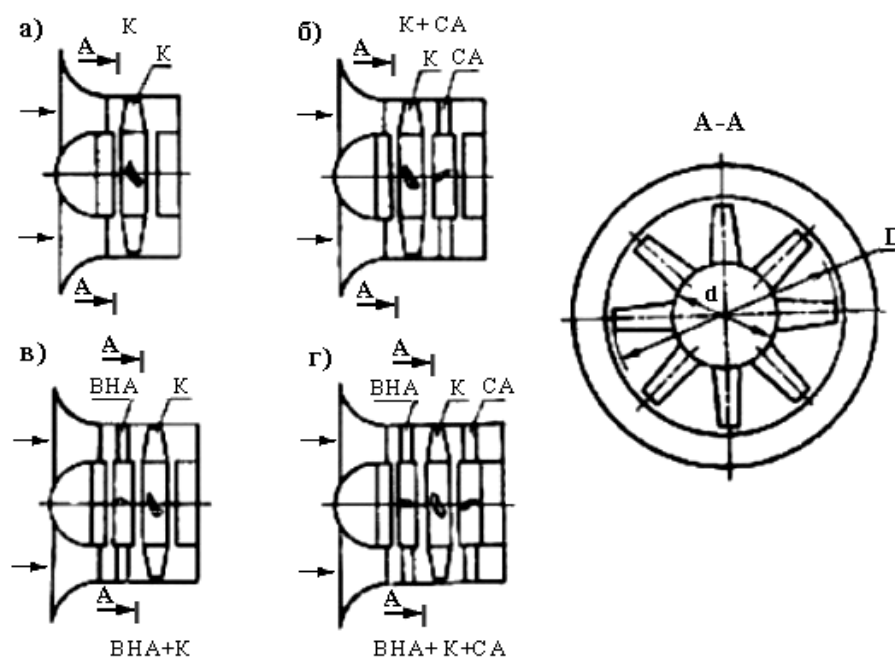


Рис. 2.3. Компоновочная схема осевых вентиляторов:
а) рабочее колесо (К) с обтекателем; б) рабочее колесо с обтекателем + спрямляющий аппарат (СА); в) обтекатель с воздухонаправляющим аппаратом (ВНА) + рабочее колесо; г) ВНА + К + СА

В судовой практике чаще всего используются центробежные вентиляторы. ЦВ, благодаря использованию работы центробежных сил обеспечивают большие давления по сравнению с осевыми.

2.2. Энергетические параметры вентилятора

Вентиляторы создают небольшие давления, поэтому без особых погрешностей можно пренебречь сжимаемостью воздуха при рассмотрении в них рабочих процессов. Это позволяет использовать основные положения теории центробежных и осевых машин.

К основным энергетическим параметрам вентиляторов относят: напор H , подачу Q , мощность N , КПД.

Наряду с понятием «напор» для характеристики работы вентиляторов используется понятие «давление», под которым понимается энергия, сообщаемая 1 м^3 перекачиваемого воздуха (газа). Взаимосвязь между полным напором и давлением $P = \rho H$, Дж/м³ (или Па).

Полное давление вентилятора представляет сумму:

$$P = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} + \rho g z, \text{ Па}$$

Здесь последний член $\rho g z$ по сравнению с двумя предыдущими членами мал, поэтому им обычно пренебрегают.

Мощность вентилятора – это энергия, подводимая к вентилятору от приводного двигателя в единицу времени, кВт:

$$N = N_{\text{п}} + N_{\text{пот}}$$

Часть этой энергии теряется в вентиляторе в виде потерь $N_{\text{пот}}$, кВт.

Полезной мощностью вентилятора $N_{\text{п}}$, Вт, называется приращение энергии воздуха в единицу времени:

$$N_{\text{п}} = Q \cdot P = \frac{G \cdot P}{\rho},$$

где Q – объемная производительность вентилятора, м³/с и G – массовая производительность вентилятора, кг/с; P – давление вентилятора, Дж/м³ (Па); ρ – плотность газа, кг/м³.

Примечание. Если напор насоса H измеряется в *м вод. ст.* то полезная мощность насоса, Вт, будет определяться выражением

$$N_{\text{п}} = g G \cdot H.$$

Коэффициент полезного действия. Полный КПД вентилятора – это отношение полезной мощности к затраченной

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{G \cdot H}{N} = \frac{Q \cdot P}{N} = \frac{G \cdot P}{\rho \cdot N}$$

Общий КПД вентилятора определяется по формуле

$$\eta = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{мех}},$$

где $\eta_{\text{г}} = (0,6-0,9)$ – аэродинамический КПД, который зависит от формы лопасти РК. При лопастях, загнутых назад, он составляет $(0,7-0,9)$, при ра-

диальных лопастях – (0,65–0,8), при загнутых вперед – (0,6–0,75).

$\eta_{\text{тр}} = (0,7–0,95)$ – КПД, учитывающий потери мощности на трение боковых стенок РК о воздух и на приведение в движение воздуха, который просачивается через зазоры;

$\eta_{\text{мех}} = (0,9–0,95)$ – механический КПД, учитывающий потери мощности в опорах вала вентилятора и в редукторе.

Для ЦВ целесообразно использовать РК с лопастями, загнутыми назад. Они обеспечивают более высокий КПД и снижение шума при работе, хотя ЦВ с лопастями, загнутыми вперед, развивают большее давление и подачу, имеют меньшие габариты при тех же частотах вращения.

2.3. Характеристики вентиляторов

Характеристикой вентилятора называется графическое изображение зависимости давления P , мощности N и КПД от объемной производительности Q . Характеристики вентилятора получают при его испытании на стенде при постоянной частоте вращения.

Вид характеристики определяется типом вентилятора, аэродинамикой проточной части, формой профиля лопастей, углом установки лопастей на выходе β_2 . При этом характеристики центробежных (рис.2.4) и осевых (рис. 2.5) вентиляторов существенно различны.

Так, центробежные вентиляторы имеют плавно изменяющуюся форму характеристик (рис. 2.4) на всем диапазоне изменения подач, при минимальной потребляемой мощности на режиме "холостого хода" ($Q = 0$).

Характеристика осевого вентилятора имеет четко выраженную седлообразную форму в области малых подач (рис. 2.5), что обуславливает их неустойчивую работу в этой области при большой потребляемой мощности.

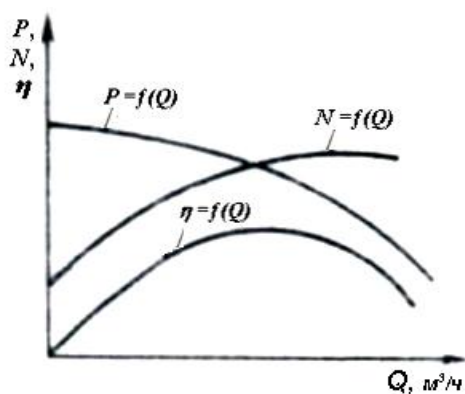


Рис. 2.4. Характеристики центробежного вентилятора

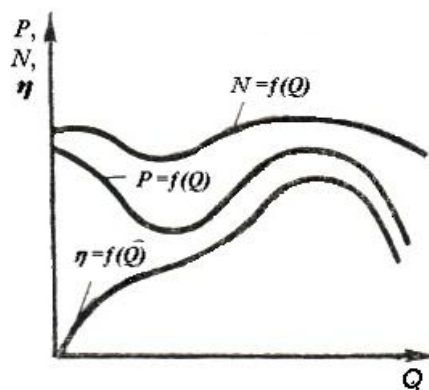


Рис. 2.5. Характеристики осевого вентилятора

С учетом отмеченных особенностей характеристик вентиляторов рекомендуется пуск центробежных вентиляторов осуществлять при закрытых заслонках, а пуск осевых – при открытых.

2.4. Техническое использование вентиляторов

Вентиляторы, исходя из назначения обслуживаемого объекта на судах, используются:

- в машинно-котельных отделениях;
- в общесудовых системах вентиляции;
- в системах отопления и кондиционирования воздуха.

Вентиляторы котельных установок служат для форсирования тяги (дымососы) и подачи воздуха, необходимого для сжигания топлива в топках котла. В зависимости от типа и теплонапряженности котельной установки, создаваемый вентилятором напор может изменяться от 0,2 до 1,3 м вод. ст.

Вентиляторы, используемые в качестве вдувных и вытяжных систем вентиляции машинных отделений, создают напор от 0,05 до 0,2 м вод. ст.

Вентиляторы, используемые в системах вентиляции грузовых трюмов, развивают напор в пределах от 0,2 до 0,4 м вод. ст.

Режим работы вентиляторов в составе системы вентиляции определяется точкой пересечения их напорных характеристик, в которой имеет место материальный и энергетический баланс. В процессе работы обслуживаемого объекта необходимо изменять подачу.

При этом для ЦВ могут быть использованы следующие способы регулирования: дросселирование потока воздуха на входе и выходе вентилятора (рис. 2.6, рабочие точки A , A_1 , A_2); изменение частоты вращения приводного двигателя (рис. 2.7, рабочие точки A_1 , A_2 , A_3); комбинированные методы (например, изменение частоты вращения + дросселирование, как это показано на рис. 2.7).

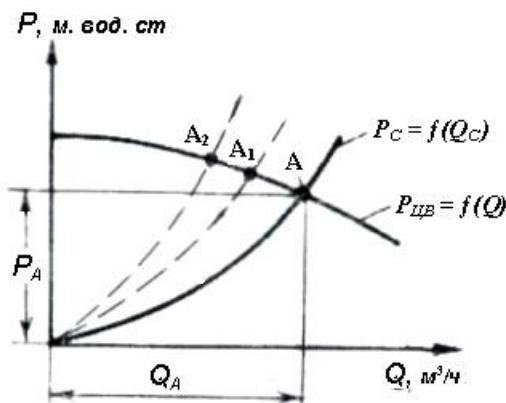


Рис. 2.6. Регулирование подачи ЦВ путем дросселирования

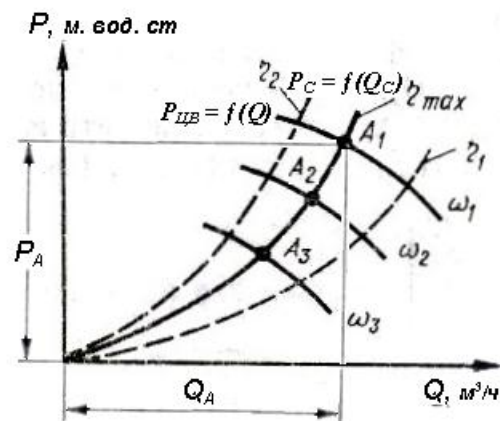


Рис. 2.7. Регулирование подачи ЦВ путем дросселирования и изменением частоты вращения двигателя

В осевых вентиляторах регулирование подачи осуществляется изменением частоты вращения приводного двигателя, поворотом лопастей РК, дросселированием потока. Наиболее экономичным из рассмотренных является способ регулирования подачи вентилятора изменением частоты вращения приводного двигателя. Однако для этого требуется применение приводного двигателя с переменной частотой вращения.

Раздел 3. СИСТЕМЫ ОБЩЕСУДОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

3.1. Назначение, составные части и классификация судовых систем

Для обеспечения нормальной и безопасной работы судна, а также для создания соответствующих условий пребывания на нем людей служат судовые системы. Под судовой системой понимается сеть трубопроводов с механизмами, аппаратами и приборами, выполняющими на судне определенные функции.

С помощью судовых систем осуществляются: прием и удаление водяного балласта, борьба с пожарами, осушение отсеков судна от скапливающейся в них воды, снабжение пассажиров и экипажа питьевой и мытьевой водой, удаление нечистот и загрязненной воды, поддержание необходимых параметров (кондиций) воздуха в помещениях.

Некоторые суда, как, например, танкеры, ледоколы, рефрижераторы и др., в связи со специфическими условиями эксплуатации оборудуют специальными системами. Так, танкеры оснащают системами, предназначенными для приема и выкачки жидкого груза, его подогрева в целях облегчения перекачки, мытья танков и их зачистки от остатков нефтепродуктов.

Большое число функций, выполняемых судовыми системами, обуславливают многообразие их конструктивных форм и используемого механического оборудования. В состав судовых систем входят:

- трубопроводы, состоящие из соединенных между собой отдельных труб;
- арматура (задвижки, клапаны, краны), которая служит для включения или выключения системы и ее участков, а также для различных регулировок и переключений;
- механизмы (насосы, вентиляторы, компрессоры), сообщаемые энергию протекающей через них среде и обеспечивающие перемещение последней по трубопроводам;
- сосуды (цистерны, баллоны и пр.) для хранения той или иной среды; различные аппараты (подогреватели, охладители, испарители и др.), служащие для изменения состояния среды;
- средства управления системой и контроля за ее работой.

Из перечисленных механизмов и аппаратов в каждой данной судовой системе могут быть лишь некоторые из них. Это зависит от назначения системы и характера выполняемых ею функций.

Кроме систем общесудового назначения на судне имеются системы, которые обслуживают судовую энергетическую установку. На дизельных судах эти системы снабжают главные и вспомогательные двигатели топливом, маслом, охлаждающей водой и сжатым воздухом. Системы судовых энергетических установок рассматривают в курсе, посвященном этим установкам.

Обычно судовые системы классифицируют:

- по роду среды, перемещаемой по трубопроводам;
- по назначению и характеру выполняемых ими функций.

В зависимости от рода транспортируемой среды системы разделяют на водопроводы, паропроводы, воздухопроводы, рассолопроводы, газопроводы и нефтепроводы. Такая классификация удобна для гидравлического расчета трубопроводов, который зависит главным образом от рода транспортируемой среды и режима ее движения.

Для изучения судовых систем классификация по данному признаку неудобна, так как иногда в одних и тех же системах применяют трубопроводы для воды, пара, рассола и др. Так, например, в состав системы кондиционирования воздуха входят паропроводы, рассолопроводы и воздухопроводы.

Наиболее целесообразно судовые системы классифицировать по назначению и характеру выполняемых ими функций. Такая классификация позволяет однородные по устройству и характеру работы системы относить к одной группе.

По этим признакам общесудовые системы разделяют на осушительные, балластные, противопожарные, санитарные (водоснабжения, сточная, фановая), искусственного микроклимата (вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха), также специальные системы нефтеналивных судов.

3.2. Конструктивные элементы трубопроводов систем

К конструктивным элементам трубопроводов относятся: трубы, путевые соединения, фасонные части и арматура.

3.2.1. Трубы

Трубы характеризуются материалом, из которого они изготовлены, диаметром и толщиной стенки. В судовых системах применяют главным образом трубы из углеродистой и конструкционных сталей: бесшовные (ГОСТ 8732–78, ГОСТ 8734–75), электросварные (ГОСТ 10704–91) и водопроводные (ГОСТ 3262–75). Последние поставляют с резьбой на обоих концах или без нее. Водяные трубопроводы санитарных систем делают из стальных оцинкованных труб (они обладают большей коррозионной стойкостью, чем неоцинкованные) либо из пластиковых труб.

Размеры труб, изготавливаемых отечественными заводами, марки материалов и требования к трубам определяются соответствующими государственными стандартами.

Для сокращения числа типоразмеров труб, используемых при постройке судов, в судостроении введены нормалы, ограничивающие государственные стандарты. Это позволяет существенно снизить стоимость постройки и ремонта судовых систем. Кроме отраслевых стандартов, регламентирующих размеры труб и технические требования к последним, имеются государственные стандарты, устанавливающие условные проходы, условные рабочие и пробные давления для труб, арматуры и соединительных частей трубопроводов.

Под условным проходом для трубопроводных элементов понимают номинальный внутренний диаметр в миллиметрах. Для арматуры условный проход равен фактическому внутреннему диаметру. Выбор труб деталей соединения, фасонных частей и арматуры на основе условного прохода обеспечивает конструктивное соответствие их при комплектовании в трубопровод. Размеры условных проходов регламентированы СТ СЭВ 254–76, который устанавливает следующие условные проходы: 10; 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400 и др. Условный проход сокращенно обозначается D_y с добавлением его цифрового значения в миллиметрах, например $D_y 150$.

При гидравлических расчетах трубопроводов их внутренние диаметры обычно принимают равными диаметрам условных проходов. Зная условный проход и толщину стенки трубы, по государственному стандарту подбирают ее наружный диаметр. При выборе размера трубы стремятся к тому, чтобы диаметр условного прохода мало отличался от ее внутреннего диаметра. Расхождение между ними не должно превышать 10 %. В противном случае гидравлический расчет выполняют по фактическому внутреннему диаметру трубы.

Предположим, что в результате расчетов были установлены условный проход трубы $D_y = 150$ мм и толщина стенки $S = 5,0$ мм. При данных D_y и S наружный диаметр трубы составит $D_H = D_y + 2S = 150 + 2 \cdot 5,0 = 160$ мм. В ГОСТ 10704–91 указаны трубы с наружным диаметром D_H , равным 159 и 168 мм. Выбираем трубу с $D_H = 159$ мм. Внутренний диаметр ее $D_{вн} = D_H - 2 \cdot S = 159 - 2 \cdot 5,0 = 149$ мм, т. е. на 1 мм меньше расчетного.

3.2.2. Путевые соединения труб

При монтаже трубопроводов на судне приходится соединять трубы между собой, а также с арматурой, механизмами и другим оборудованием. Для этого используют соединительные детали, которые обычно называют путевыми соединениями, или соединительной арматурой.

Соединения труб бывают разъемными и неразъемными. К разъемным соединениям относят: фланцевые, штуцерно-торцовые, фитинговые и дюритовые соединения, а к неразъемным — сварные и паяные. В судовых системах главным образом применяют разъемные соединения. Они позволяют во время эксплуатации и ремонта системы разбирать и собирать трубопровод. Неразъемные соединения получили распространение на участках трубопроводов, расположенных в труднодоступных местах и не требующих разборки в обычных условиях работы системы.

Рассмотрим конструктивное устройство разъемных соединений.

Фланцевые соединения. Для судовых трубопроводов используют фланцевые соединения различных типов. Выбор типа фланцевых соединений зависит от давления рабочей среды, диаметра трубопровода и условий монтажа.

Как правило, их применяют для труб с условным проходом $D_y \geq 32$.

Фланцевые соединения бывают самых разнообразных конструкций. В судовых системах широкое распространение получили фланцы, показанные на рис. 3.1.

Плоский приварной стальной фланец (рис. 3.1а) прост по конструкции и надежен в работе. Такие фланцы выполняют для условных давлений P_y до 2,5 МПа. Свободные фланцы (рис. 3.1б, в) в отличие от приварных можно легко поворачивать на трубе для совмещения отверстий при постановке болтов, что облегчает монтаж трубопроводов. Фланцы на приварном стальном кольце (см. рис. 3.1б) применяют для P_y до 1,6 МПа, а на отбортованной стальной трубе (см. рис. 3.1в) – для P_y до 1,0 МПа. Для стальных и медных труб фланцы изготавливают из стали, а для труб из алюминиевых сплавов – из алюминиевого сплава АМг5В.

Применение свободных стальных фланцев на отбортованных медных трубах позволяет экономить цветной металл.

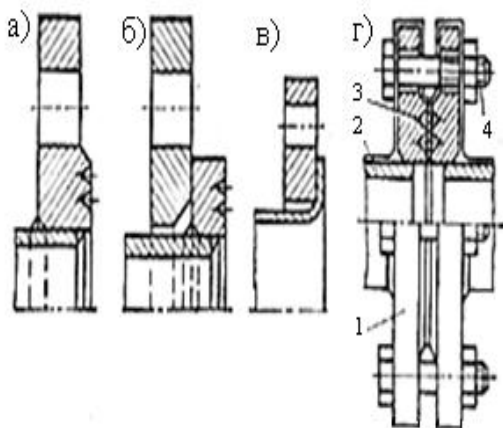


Рис. 3.1. Фланцевое соединение:
1 – фланец; 2 – труба; 3 – прокладка;
4 – болтовое соединение

Фланцы можно также крепить к трубе с помощью резьбы. В этом случае фланец, имеющий внутреннюю нарезку, навертывают на нарезанный конец трубы. Такие фланцы применяют для трубопроводов, выполняемых из водогазопроводных труб.

Чтобы обеспечить плотность соединения, между соприкасающимися поверхностями металлических фланцев 1 устанавливают прокладку 3 в виде кольца (рис. 3.1г), а на поверхностях делают круговые проточки (две-три) глубиной не более 1 мм.

В зависимости от давления рабочей среды в трубопроводе, кроме рассмотренных плоских фланцев, применяются фланцевые соединения с формой уплотнительных поверхностей типа "выступ-впадина" $P_y = 2,5-4,0$ МПа (рис. 3.2) и типа "шип-паз" $P_y = 4,0-6,3$ МПа (рис. 3.3).

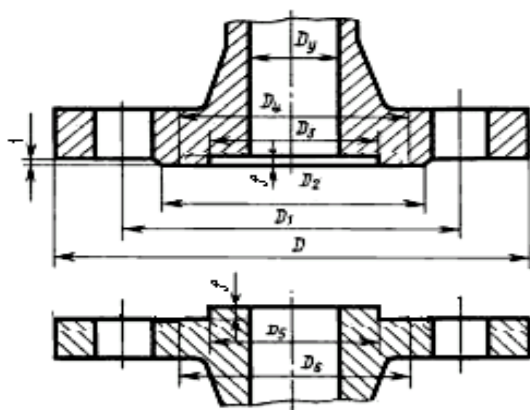


Рис. 3.2. Фланцы с разъемом типа "выступ-впадина"

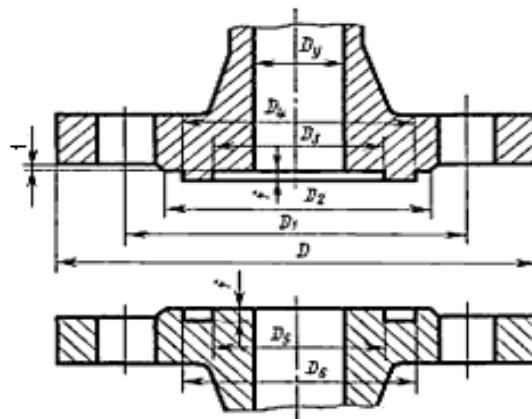


Рис. 3.3. Фланцы с разъемом типа "шип-паз"

Качество уплотнения фланцев зависит от их пригонки, материала прокладок, правильности сборки и равномерности обжатия. Материал прокладок выбирают в зависимости от рода и параметров протекающей по трубопроводу среды.

Для водопроводов при температуре воды 30–50 °С обычно применяют прокладки из резины, прессшпана и прокладочного картона. Если вода питьевая, то прокладки выполняют из очищенной (пищевой) резины. В водопроводах горячей воды используют прокладки из теплостойкой резины или паронита. Прокладки для паропроводов изготавливают из паронита. Такие же прокладки получили распространение в воздухопроводах при давлении воздуха до 5 МПа.

В нефтепроводах применяют прокладки из прессшпана, нефтестойкой резины, пластика хлорвинилового специального. Если транспортируемой средой является углекислота, то прокладки делают из фибры КГФ или меди. В трубопроводах, по которым протекает фреон, ставят медные прокладки.

К фланцевым соединениям труб предъявляют следующие основные требования.

1. Поверхности фланцев, колец, а также отбортованной части труб должны быть гладкими, без раковин, трещин и других дефектов.

2. Внутренний диаметр плоского фланца, привариваемого к трубе, должен быть равен наружному диаметру трубы плюс 0,5 мм. Внутренний диаметр фланцев, приваренных встык, должен соответствовать фактическому внутреннему диаметру привариваемой трубы с допускаемыми отклонениями: 0,5 мм для труб с наружным диаметром до 219 мм и –1,0 мм для труб с наружным диаметром более 219 мм.

3. Поверхности фланцев (колец) и труб следует тщательно очищать от следов ржавчины, жира, грязи и др.

4. Для трубопроводов с условным давлением 1,6 МПа (16 кгс/см²) необходимо применять полустальные болты, для трубопроводов с условным давлением больше 16 кгс/см² – только чистые болты. *Соединение фланцев с помощью черных болтов и гаек не допускается.*

5. Для обеспечения необходимой плотности соединений труб между фланцами следует устанавливать прокладки. Материал прокладок выбирают в зависимости от температуры, давления и рода рабочей среды, проходящей по трубопроводу. С целью достижения требуемой плотности на уплотнительных поверхностях фланцевых соединений делают специальные уплотнительные канавки в виде двух-трех концентрических окружностей глубиной 0,5–0,8 мм. Необходимое уплотнение фланцевого соединения обеспечивается за счет создания давления при обжатии прокладки во время монтажа соединения. В трубопроводах, работающих при высоких давлениях 2,5 МПа (25 кгс/см²), применяют фланцы с выступом и впадиной или с уплотнительными поверхностями типа "шип–паз". Прокладку укладывают в выточку фланца и зажимают выступом другого фланца. Ши-

рина выточки определяется в зависимости от материала прокладки и обычно составляет 7–10 мм.

Штуцерно-торцевые соединения. Их используют в трубопроводах с малыми условными проходами (D_y 3–32) при давлениях до 10 МПа. Конструктивное устройство таких соединений показано на рис. 3.4. Необходимая плотность их обеспечивается прокладкой 2, зажимаемой накладной гайкой 3 между штуцером 4 и ниппелем 1, приваренными к трубам.

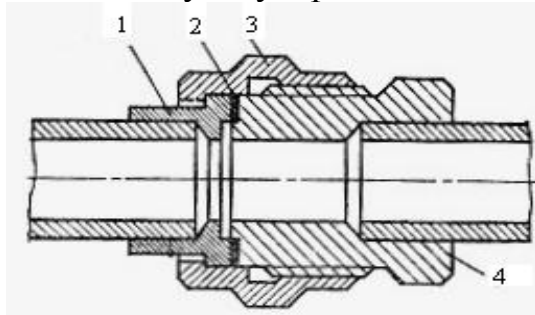


Рис. 3.4. Штуцерное соединение:
1 – ниппель; 2 – прокладка; 3 – накладная гайка; 4 – штуцер

Материалом штуцерно-торцевых соединений (ШТС) для пресной воды, воздуха, пара и нефтепродуктов служит углеродистая сталь. Для морской воды соединения выполняют из бронзы или латуни.

Прокладки для штуцерно-торцевых соединений изготавливают из паронита. Перед установкой их покрывают слоем графита.

Типы применяемых штуцерно-торцевых соединений представлены на рис. 3.5.



Штуцеры ответвительные

Штуцеры промежуточные
приварные внахлестку и встык



Штуцеры ввертные
переходные

Штуцеры
ввертные

Гайка накладная

Рис. 3.5. Типы штуцерно-торцевых соединений

Фитинговое (резьбовое) соединение (рис. 3.6) применяется в санитарных системах и системах отопления условным проходом от 10 до 80 мм при температуре проводимой среды не более 175 °С и условном давлении 1,6 МПа – при условных проходах не более 40 мм и 1,0 МПа – при услов-

ных проходах 50–100 мм. Соединение водогазопроводных труб осуществляется с помощью резьбовой муфты с применением труб с короткой резьбой (рис. 3.7а).

Для фитинговых соединений применяется трубная дюймовая резьба.

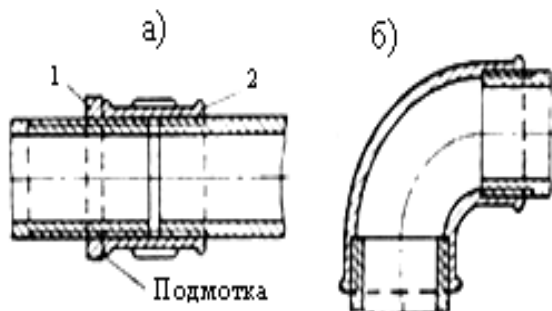


Рис.3.6. Фитинговое соединение:

1 – контргайка; 2 – муфта

В местах изгиба и ответвлений трубопровода для соединения труб применяются литые стальные или чугунные угольники, тройники и четверники с внутренней нарезкой резьбы рис. 3.6 б. При этом соединение осуществляется путем их заворачивания на резьбовые концы труб.

Присоединение труб к сантехническим приборам и регулирующей арматуре осуществляется с применением труб с удлиненной резьбой (рис. 3.7б), что облегчает условия их демонтажа. При таком соединении на конце одной трубы нарезается удлиненная резьба (сгон), на которой полностью могут поместиться муфта и контргайка, на конце другой трубы – резьба длиной, равной примерно половине длины муфты. Трубы соединяют путем свинчивания муфты со сгона на другой конец трубы до конца (сбега) резьбы. Для обеспечения необходимого уплотнения к резьбе подматывают паклю или лен на сурике или белилах и поджимают контргайку.

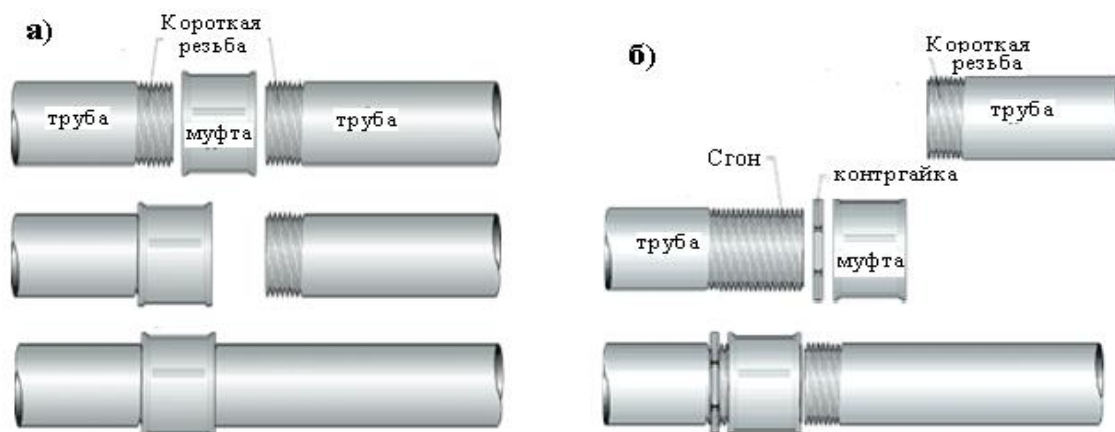


Рис. 3.7. Фитинговое соединение:

а) на короткой резьбе; б) на удлиненной резьбе

Вместо льна, сурика и олифы для уплотнения резьбовых соединений допускается применять уплотнительную ленту на основе фторопластов – ленту ФУМ. Для уплотнения резьбовых соединений используют ленту шириной 10–15 мм и толщиной 0,08–0,12 мм. Ленту ФУМ применяют при монтаже систем водоснабжения, отопления и газопроводов, а также при монтаже технологических трубопроводов, транспортирующих среду температурой от –50 до +200 °С.

Дюритовые соединения. Дюритами называются цилиндрические муфты, состоящие из нескольких прорезиненных слоев ткани. Дюриты соединяются с трубами с помощью металлических хомутов. Их применяют преимущественно для соединения труб и особенно для подсоединения труб к механизмам, имеющим вибрацию. Соединения труб между собой или с арматурой с помощью дюритов называются дюритовыми (рис. 3.8).

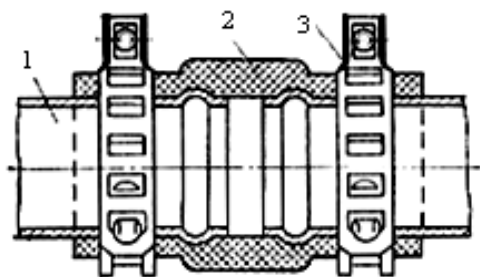


Рис. 3.8. Дюритовое соединение:
1 – труба; 2 – дюрит; 3 – хомут

где температура среды не превышает $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давление не более $1,0\text{ МПа}$ (10 кгс/см^2).

Для труб системы отопления используют специальные дюритовые муфты, представляющие собой резиновые шланги из асбестовой ткани. Такие шланги работают при температуре среды до $240\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлении $13,5\text{ кгс/см}^2$. Трубопроводы с дюритовыми соединениями крепят к набору с помощью подвесок. Для крепления отдельных участков паропроводов со значительным температурным удлинением в вертикальной плоскости рекомендуются пружинные подвески.

Дюритовые соединения по сравнению с жесткими соединениями имеют некоторые *преимущества*: обеспечивается эластичность соединения труб между собой и другими конструктивными узлами, значительно упрощается и упрощается монтаж трубопроводов, упрощается конструкция соединительной арматуры, уменьшается вес трубопроводов, обеспечивается компенсирующая способность трубопровода при температурных расширениях труб и деформациях, а также гасится вибрация от работающих механизмов. Дюритовые соединения имеют следующие *недостатки*: непродолжительный срок службы (от двух до трех лет); недостаточная огнестойкость муфт; неспособность муфт работать при давлениях в трубопроводах более $1,0\text{--}1,5\text{ МПа}$ ($10\text{--}15\text{ кгс/см}^2$).

3.2.3. Фасонные части трубопроводов

Для присоединения ответвлений трубопроводов служат фасонные части: литые колена (рис. 3.9а), литые и сварные тройники (рис. 3.9б, в), крестовины и др. Чтобы обеспечить непроницаемость судовых конструкций, в местах прохода через них труб устанавливают переборочные стаканы с приварышами (рис. 3.9г).

Переборочный стакан 1 крепят к приварышу 2 средним фланцем, а для того, чтобы концевой фланец 3 прошел через переборку, в последней делают отверстие диаметром несколько большим, чем его диаметр. С помощью приварыша не только крепят переборочные стаканы, но и непосредственно соединяют трубы и арматуру со стенками цистерн и других конструкций.

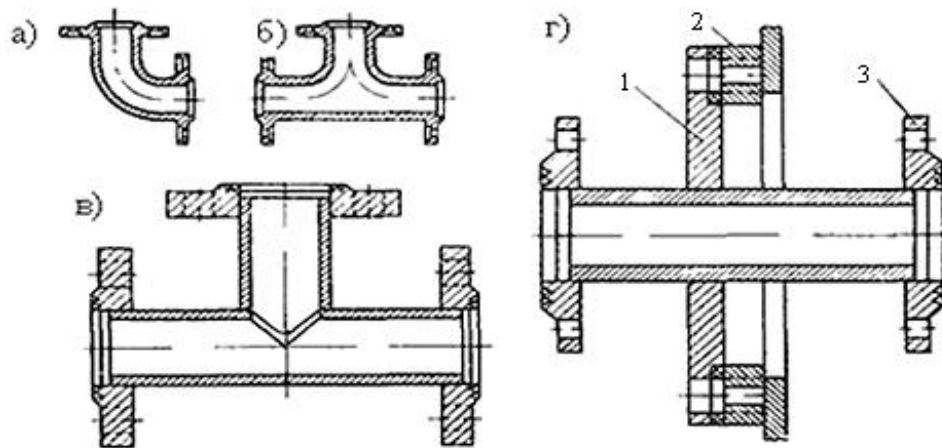


Рис. 3.9. Фасонные части трубопроводов:
а, б – литые; в – сварные; г – переборочный стакан с приварышем:
1 – переборочный стакан; 2 – приварыш; 3 – концевой фланец

Кроме фасонных частей в трубопроводах применяют компенсаторы, служащие для восприятия температурных удлинений или возможных смещений труб, вызываемых деформацией судовых конструкций. Компенсаторы как самостоятельные детали монтируют только в трубопроводах больших диаметров и длин. Для большинства же систем в качестве компенсаторов используют изогнутые участки труб (самокомпенсаторы).

К элементам судовых конструкций трубы крепят с помощью подвесок и опор (кронштейнов) из полосовой или профильной стали, охватывающих одну или несколько близко расположенных труб.

3.2.4. Арматура

Чтобы каждая система на судне могла выполнять свои функции, на трубопроводах системы размещают арматуру, с помощью которой осуществляют пуск, включение и выключение отдельных участков трубопроводов, изменение режима работы системы, регулирование давления среды, протекающей в трубопроводах, и т. п.

К запорно-регулирующей арматуре трубопроводов относятся: краны, клапаны, клинкеты.

Клапаны и задвижки (клинкеты) являются, наиболее распространенной запорной арматурой в судовых системах (рис. 3.10) Запор в клапане (рис. 3.10а) осуществляется тарелкой 7, прижимаемой шпинделем 3 к уплотнительным поверхностям 8 и 9 в тарелке и корпусе 11 клапана. При вращении маховика 1 шпиндель благодаря нарезке на его наружной по-

верхности и неподвижной втулке 2 с внутренней нарезкой перемещается относительно корпуса клапана и поднимает или опускает тарелку. Чтобы обеспечить герметичность, в месте прохода шпинделя через крышку 10 корпуса клапана установлен сальник, состоящий из нажимной втулки 4, набивки 5 и опорного кольца 6.

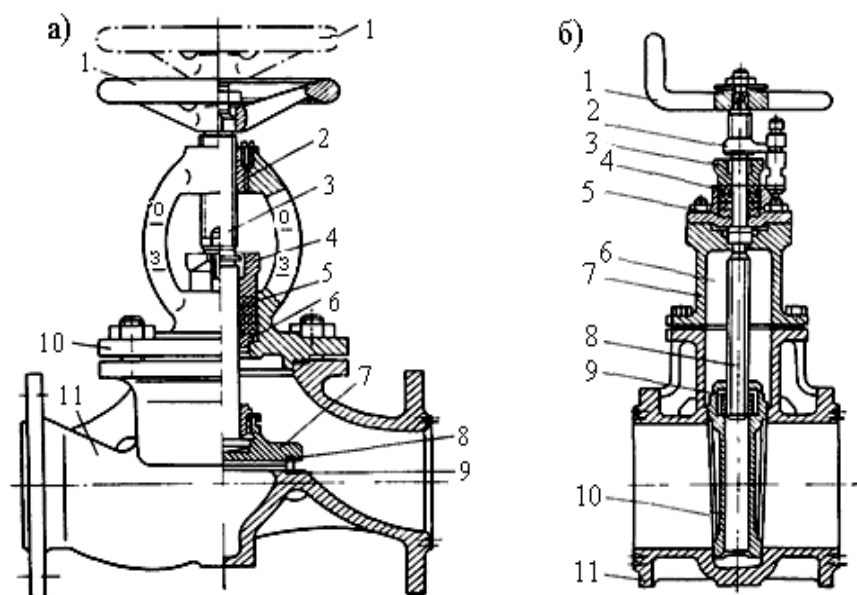


Рис. 3.10. Запорная арматура:
а – клапан; б – задвижка (клинкет)

Для контроля за положением тарелки в корпусе клапана есть указатель хода, перемещающийся между рисками О и З, которые соответствуют полному открытию или закрытию клапана.

В целях образования уплотнительных поверхностей на клапаны из углеродистой стали наплавляют специальные стали (например, 2Х13) или в тарелку и корпус вставляют кольца из бронзы или нержавеющей стали. У стального клапана уплотнительные поверхности выполнены наплавкой.

Тарелку у чугунных клапанов часто изготавливают из бронзы. Уплотнительную поверхность в корпусе клапана (седло) делают в виде бронзового вставного кольца. Тарелки из бронзы применяют и в стальных клапанах.

На трубопроводах клапаны устанавливают таким образом, чтобы внутреннее давление жидкости в трубопроводах приходилось под тарелку клапана. В этом случае обеспечивается герметичность сальника при закрытии клапана.

По направлению движения потока жидкости клапаны разделяют на проходные и угловые. В проходных клапанах направление движения потока жидкости до и после них не изменяется, в угловых же за клапаном оно изменяется на 90° по отношению направления движения потока жидкости перед клапаном. Угловые клапаны оказывают большее сопротивление протеканию жидкости, чем проходные.

В судовой практике наибольшее распространение получили задвижки с

клиновидным диском (рис. 3.10б), называемые обычно клинкетами. Задвижки имеют затвор в виде диска (клина или шибера).

Проход в клинкете закрывается клином 10, который прижимается к уплотнительным поверхностям, сделанным в корпусе клинкета 11. Поднимается и опускается клин с помощью ходовой гайки 9 и шпинделя 8, приводимого во вращение рукояткой. Ходовая гайка при вращении шпинделя получает поступательное движение вверх или вниз, увлекая за собой клин. При верхнем положении клин размещается в нише 6, образуемой корпусом и крышкой 7 клинкета. Герметичность места прохода шпинделя через крышку корпуса клинкета обеспечивается сальником, состоящим, как и у клапана из опорного кольца 5, набивки 4 и втулки 3. Задвижка снабжена указателем 2 «Открыто» и «Закрыто».

Клинкеты имеют меньшее гидравлическое сопротивление и меньшие размеры, чем клапаны с такими же условными проходами, однако уступают им в плотности перекрывания трубопровода из-за трудности пригонки клина к уплотнительным поверхностям корпуса клинкета. Поэтому их применяют при умеренных давлениях протекающей среды в трубопроводах с условным проходом $D_y > 150$ мм.

Клапаны различного назначения показаны на рис.3.11.

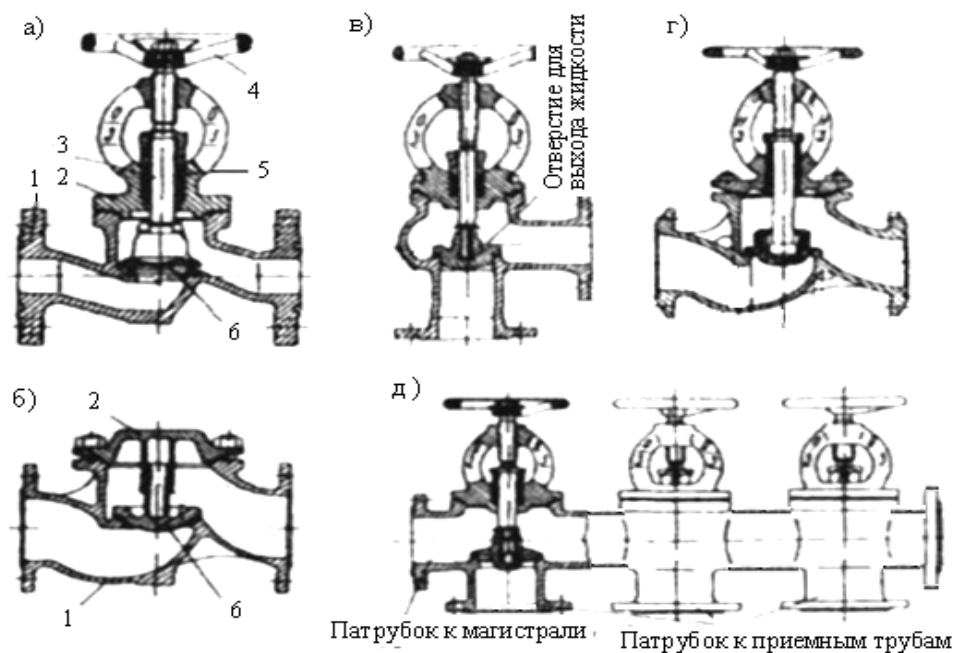


Рис.3.11. Типы клапанов:

- а – запорный проходной; б – невозвратно-запорный; в – невозвратно-управляемый угловой; г – невозвратно-проходной управляемый;
 д – трехклапанная коробка с невозвратно-запорными клапанами;
 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – шток; 4 – маховик; 5 – сальниковая набивка;
 6 – тарелка

Клапаны перекрывают проходные отверстия при помощи перемещающейся тарелки, плотно прилегающей к седлу.

Запорные клапаны имеют тарелку, которая перемещается вместе со штоком при вращении маховика (рис. 3.11а).

Невозвратно-угловой и невозвратно-проходной управляемые клапаны (рис. 3.11в, г) имеют тарелку, которая может перемещаться (скользить) относительно поднятого штока, открывая проход в одном направлении за счет давления жидкости. В противоположном направлении проход жидкости всегда закрыт. Если шток прижимает тарелку клапана, то проход закрыт в любом направлении. В невозвратном клапане (рис. 3.11б) тарелка может подниматься под давлением жидкости снизу, открывая ей проход. При отсутствии давления жидкости тарелка клапана опускается, закрывая проход. При давлении жидкости сверху тарелка клапана прижимается к седлу закрывая проход жидкости.

Широкое распространение в судовых системах получили клапанные коробки. Число клапанов в коробке может достигать шести. На рис.3.11д показана трёхклапанная коробка с невозвратно-запорными клапанами.

Краны и крановые манипуляторы используются в судовых системах при малых D_y и P_y (рис. 3.12). Они позволяют осуществить быстрое подключение одного или нескольких потребителей к напорной магистрали и обеспечить быстрое изменение направления движения перекачиваемой среды, что характерно, например, при работе топливных и масляных систем. Схемы действия кранов и крановых манипуляторов различного назначения показаны на рис. 3.13.

При использовании кранов изменение направления движения перекачиваемой жидкости, подключение либо отключение соответствующих потребителей производится путем поворота пустотелой пробки 2 (рис 3.12), имеющей соответствующее расположение окон. Размещение этих окон указано на выходном торце пробки 2 со стороны установки рукоятки 4 (рис. 3.13) для безошибочной установки требуемого положения пробки.

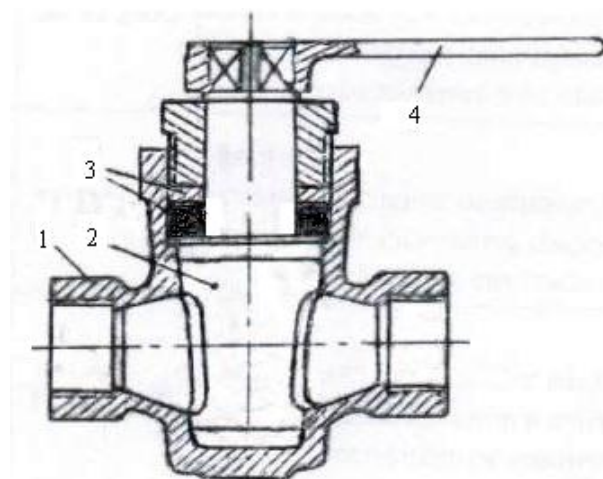


Рис. 3.12. Проходной кран с рукояткой:

1 – корпус; 2 – пробка; 3 – сальник;
4 – рукоятка

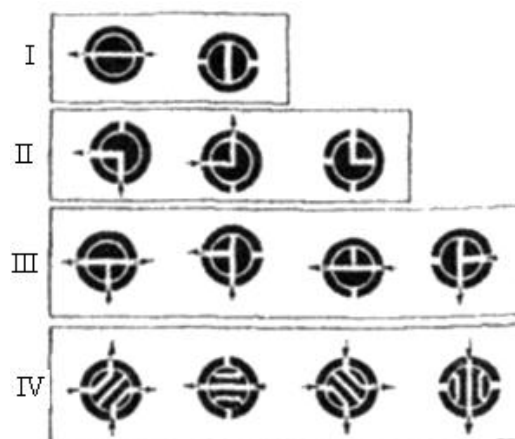


Рис.3.13. Схемы действия кранов разных типов:

I – проходной; II – трехходовой с L-образной пробкой; III – трехходовой с T-образной пробкой; IV – крановый манипулятор

3.3. Осушительная система

Во время эксплуатации судна в его корпусе постепенно скапливается некоторое количество воды, которая может проникать через неплотности в соединениях труб и арматуры, через сальники насосов и дейдвудной трубы, появляться вследствие конденсации водяных паров и небольшой подтечности корпуса и пр.

Для удаления воды из корпуса служит осушительная система, с помощью которой осушают грузовые трюмы, машинное отделение, люковые отсеки, цепные ящики и другие отсеки, в которых она может скапливаться. Своевременное удаление воды из грузовых трюмов предохраняет от увлажнения и подмочки перевозимые грузы.

На рефрижераторных судах чрезмерное скопление воды может привести в негодность изоляционные конструкции холодильных трюмов.

Своевременное удаление воды из машинного отделения будет препятствовать повышению ее уровня до таких пределов, при которых нарушаются нормальные условия работы обслуживающего персонала и эксплуатация главных двигателей и вспомогательных механизмов.

Типовая схема осушительной системы показана на рис. 3.14. В действительности же состав оборудования и конфигурация осушительной системы зависит от класса и назначения судна, его водоизмещения и типа энергетической установки.

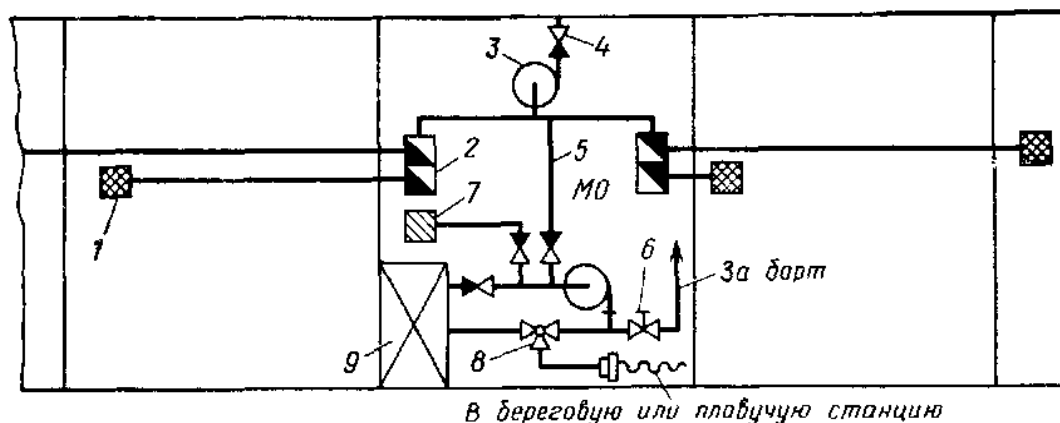


Рис. 3.14. Типовая принципиальная схема осушительной системы:

- 1 – приемная сетка; 2 – невозвратно-запорная клапанная коробка;
- 3 – осушительный насос; 4 – невозвратно-запорный клапан (бортовая захлопка);
- 5 – труба аварийной откачки подсланевых вод; 6 – запорный клапан; 7 – грязевая коробка; 8 – трехходовой кран; 9 – цистерна подсланевых вод

Осушительная система состоит из осушительных средств (насосов, эжекторов), осушительного трубопровода и средств контроля за уровнем трюмной воды. Ее предусматривают на всех судах.

Согласно правилам речного и морского Регистров РФ каждое самоходное судно с главными двигателями общей мощностью 220 кВт и более должно иметь не менее двух осушительных механических насосов, один из

которых независимого (автономного) действия, другой может приводиться от главного двигателя. Разрешается один из насосов заменять эжектором.

В качестве автономного осушительного насоса могут быть использованы имеющие достаточную подачу балластные или другие насосы общесудового назначения. Одним из осушительных средств может быть пожарный насос при условии, что осушение машинного отделения будет осуществляться водоструйным эжектором.

Наличие воды в трюмах контролируют, непосредственно измеряя ее уровень или с помощью электрической системы сигнализации.

Осушительная система удаляет воду из корпуса судна прямо за борт, за исключением воды, скапливающейся под сланью машинного отделения, которая загрязнена нефтепродуктами (топливом, маслом). Причиной загрязнения подсланевой воды нефтепродуктами является протекание их через неплотности в соединениях топливных и масляных трубопроводов и арматуры, а также через сальники топливных и масляных насосов.

Удалять такую воду за борт запрещается санитарными правилами. Поэтому осушительные системы снабжают специальными цистернами для сбора подсланевых вод. Из этих цистерн загрязненная нефтепродуктами вода передается в береговые или плавучие станции для очистки.

Для перекачивания подсланевых вод в сборную цистерну может быть использован один из осушительных насосов. ***В этом случае арматуру, допускающую откачивание воды за борт этим насосом, необходимо опломбировать.***

*Для очистки подсланевых вод от нефтепродуктов многие суда оборудуют специальным фильтрующим оборудованием. Содержание нефтепродуктов в откачиваемых за борт водах не должно превышать 15 млн^{-1} (15 мг/л) или 15 ppm (англ. *Parts per million* – частей на миллион).*

Система должна исключать возможность попадания воды из-за борта внутрь судна, а также из одного непроницаемого отсека в другой. Осушение каждого отсека должно быть независимо от осушения других. Для этого на приемном трубопроводе осушительной системы размещают клапанные коробки и клапаны невозвратно-запорного типа.

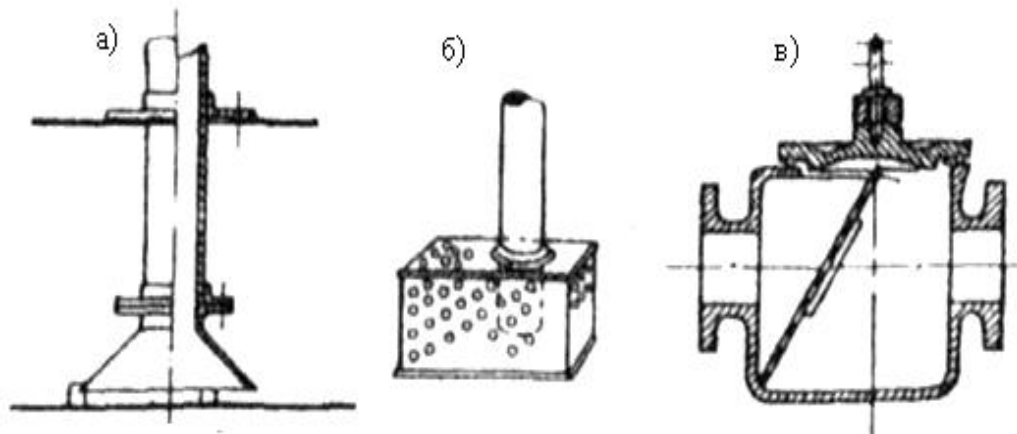


Рис.3.15. Приемные отростки, грязевые решетки и коробка

На рис. 3.15а показан приёмник из закрытых танков, в которых маловероятно попадание посторонних предметов и мусора. Расширение в нижней части сделано для того, чтобы не уменьшать проходное сечение при опущенной нижней кромке (для наиболее полного забора жидкости).

Приёмник с грязевыми решётками (3.15б) обычно используется в осушительной магистрали для предотвращения попадания мусора в систему. Грязевая коробка (рис.3.15в) применяется для отделения инородных предметов за счёт уменьшения скорости потока и применения решётки.

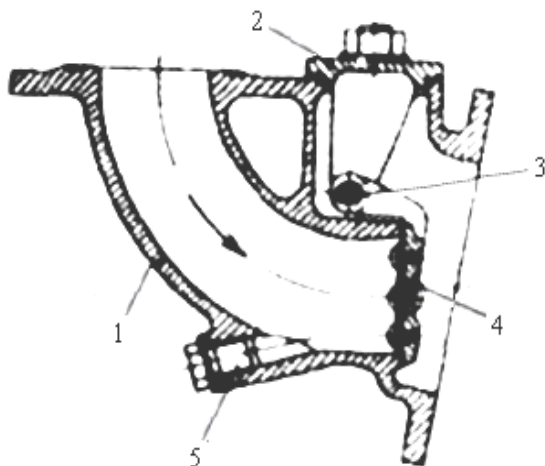


Рис.3.16. Захлопка бортовая:
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – валик;
4 – захлопка; 5 – пробка спускная

На рис.3.16 показана бортовая захлопка, которая размещается на отливных отверстиях балластной, осушительной или другой системы.

Эта захлопка пропускает воду только из судна. Хотя отливные отверстия располагаются всегда выше ватерлинии, но при ударе волны о борт без бортовых захлопок возможно было бы нежелательное проникновение в судно забортной воды. При работе такой захлопки создаются неприятные шумы на судне.

3.4. Балластная система

Балластная система служит для придания судну необходимых мореходных и эксплуатационных качеств путем изменения осадки, крена и дифферента. Балластными системами, используемыми для изменения осадки, оборудуют морские суда и суда внутреннего и смешанного плавания (река–море). Прием балласта перед выходом в море приводит к увеличению осадки, что в свою очередь повышает остойчивость судна и снижает ветровую нагрузку, улучшая управляемость. Балластировку на буксирных судах применяют также в целях сохранения наивыгоднейшей (расчетной) осадки, изменяющейся по мере расхода запасов топлива, и обеспечения работы движителя с максимальным КПД.

В группу балластных систем входят креновые и дифферентные системы. *Креновые системы* служат для устранения или компенсации кренящих моментов, возникающих от несимметрично расположенных грузов относительно диаметральной плоскости судна. Эти системы характерны главным образом для специальных судов.

Дифферентными системами оборудуют грузовые и ледокольные суда. Дифферент в корму, который создается у грузовых судов при плавании порожнем, снижает устойчивость их на курсе и затрудняет управляемость. Нежелательный дифферент устраняют, принимая воду в носовые балластные цистерны.

Креново-дифференциальная система является неотъемлемой частью нефтеналивных судов, на которых ее используют для придания крена и дифферента, необходимых при погрузке и выгрузке нефтепродуктов.

Для усиления ледопроеходимости на ледоколах имеются балластная и дифференциальная системы, позволяющие изменять осадку носом и кормой при разрушении льда. Балласт необходим для выполнения ледоколом основной функции – колоть лед, точнее давить. Ледокол наползает на лед, и продавливая его своей массой. При этом для увеличения давящей массы ледокола используется дифференциальная система.

Типовая схема балластной системы показана на рис. 3.17. Для облегчения всасывания приемники на трубах изготавливают в виде раструбов. Сетки и грязевые коробки на приемных трубах из балластных цистерн не устанавливают.

Балластная система состоит из цистерн (отсеков) для водяного балласта, насосов и трубопроводов для его приема и выкачки, измерительных труб или других средств для контроля количества принятого балласта, воздушных труб для обеспечения входа воздуха в балластные цистерны и выхода из них. Балластные цистерны стремятся располагать возможно ниже, что способствует повышению остойчивости судна и облегчает их наполнение (при расположении цистерн ниже ватерлинии они могут быть наполнены самотеком).

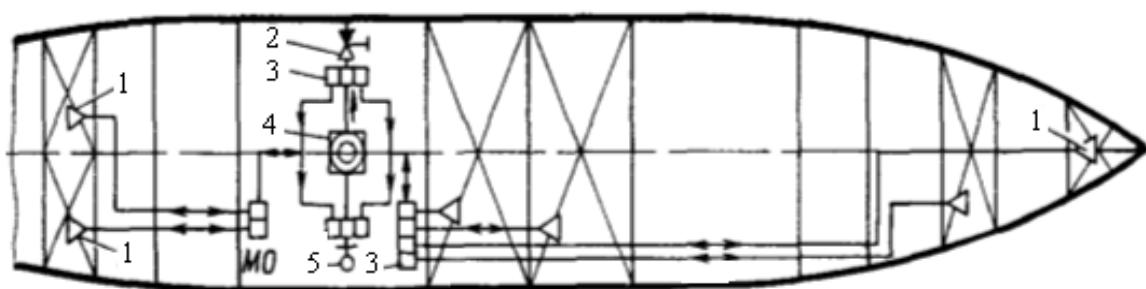


Рис. 3.17. Принципиальная схема балластной системы:
1 – приемник, 2 – невозвратно-запорный клапан, 3 – клапанная коробка;
4 – насос; 5 – днищевый кингстон

Для размещения балластных цистерн обычно используют форпик и ахтерпик, на судах с двойным дном – отсеки междудонного пространства.

По правилам классификации и постройки морских судов (Регистра) к балластной системе предъявляют следующие основные требования:

- она должна обеспечивать заполнение и опорожнение любой одной цистерны или одновременно нескольких или всех цистерн, а также при необходимости перекачку балласта из одной цистерны в другую;
- устройство ее должно исключать возможность попадания воды как из-за борта, так и из балластных цистерн в другие цистерны и отсеки;
- балластная система должна прокладываться так, чтобы обеспечивать откачку воды при крене судна до 5° ;
- балластные цистерны судов с ледовыми усилениями должны оборудовать

доваться обогревом; рекомендуется обогрев цистерн, расположенных в районе грузовых трюмов;

- в качестве балластного насоса могут дополнительно использоваться осушительный, пожарный или резервный насос охлаждающей воды;

- **запрещается использовать** в качестве балластного пожарный насос и резервный насос охлаждающей воды, если балластная система обслуживает топливные цистерны, систематически используемые для приема балластной воды.

На крупных нефтеналивных судах и ледоколах для быстрой перекачки больших масс воды используют осевые насосы, в т. ч. реверсивного действия, а трубопроводы выполняют в виде корпусных коридоров с разгрузочными каналами, сообщающимися с атмосферой.

Функции креновой и дифферентной систем на ряде судов выполняет единая балластная система, которая на малых судах может совмещаться с трюмными системами.

Во время действия балластной системы необходимо следить за показаниями мановакууметров и манометров; рекомендуется полностью открывать действующую и закрывать бездействующую запорную арматуру.

Во время эксплуатации системы необходимо следить за состоянием протекторов и проводить своевременную их замену.

По окончании балластировки или откачки балласта центробежным насосом необходимо закрыть запорную арматуру на напорном трубопроводе, остановить насос, закрыть арматуру на всасывающем трубопроводе.

Для консервации балластной системы проводят ее осушение, разборку арматуры, ее смазку и постановку на место в закрытом положении. Весь этот комплекс мероприятий обеспечивает наибольшую сохранность системы в условиях коррозии.

3.4.1. Классификация балластных вод

Различают следующие виды заборной воды, используемой для балластировки судна.

- **Изолированный балласт** – это заборная вода, принятая в изолированные балластные танки, имеющие автономную систему выкачки и отдельные, только для этой цели насосы. Система изолированного балласта должна быть системой, которая полностью отделена от нефтяной грузовой и топливной систем.

- **Чистый балласт** – это заборная вода, принятая в изолированные балластные танки или тщательно вымытые грузовые танки, выкачиваемая за борт на ходу через общую балластную систему общими балластными насосами, вне особых районов за 12 мильной зоной. Чистый балласт при сбросе на спокойной воде не вызывает появление следов нефти на поверхности воды. При этом сброс балласта из выделенных для чистого балласта танков должен непрерывно контролироваться (но необязательно регистрироваться) прибором для измерения содержания нефти.

- **Нефтезагрязнённый балласт** – это забортная вода, принятая в грузовые танки и выкачиваемая за борт общими балластными насосами через отстойный танк (*с содержанием нефтепродуктов в откачиваемых за борт воде не превышающей 15 млн^{-1}*) вне особых районов за 50 мильной зоной под контролем системы автоматического замера, регистрации и управления сбросом (САЗРИУС).

- **Нефтесодержащий балласт** – это балласт, который сильно загрязнён нефтесодержащими остатками настолько, что система САЗРИУС не может обеспечить его откачку за борт согласно норм. Такой балласт подлежит:

- перекачке (сдаче) в специальные танкера или другие плавучие средства, используемые для приема грязного балласта, выгружаемого с нефтеналивных танкеров;

- выгрузке в портовые очистные сооружения, предназначенные для приема таких продуктов.

Любые операции с балластом (откачка или приём балласта) должны записываться в специальный «Журнал балластных операций». Для замены балласта создаётся график замены балласта по танкам с предварительными расчётами по остойчивости (а для очень больших судов и по прочности) и заполняются специальные международные бланки с указанием способа, места замены балласта, его количества и прочими данными.

3.4.2. Особые требования по замене балласта

Круизные лайнеры, крупные танкеры и сухогрузы используют огромное количество балластных вод. Зачастую забор воды производится в прибрежных водах одного региона, а сброс – в следующем пункте назначения, независимо от того, где он располагается географически.

В используемой в качестве балласта забортной воде нередко содержатся вредные для естественных обитателей других природных зон водные организмы животного или растительного происхождения, а также вирусы и бактерии. Даже проделав долгий путь в танке судна, такие организмы сохраняют жизнеспособность.

При сбросе балластных вод происходит попадание микроорганизмов из одних природных зон в другие, где у них может не быть естественных врагов, что является одной из самых серьезных экологических проблем, связанных с судоходством, наряду с загрязнением вод нефтью и нефтепродуктами и выбросами парниковых газов.

Сброс (приемка) балласта, содержащего чужеродные для данного района организмы, может нанести непоправимый ущерб окружающей среде, стать ударом по рыболовству, аквакультурным фермам, другим сферам деятельности и даже явиться причиной возникновения инфекций.

Следует отметить, что вредными могут оказаться не только возбудители инфекций или хищные рыбы, но и вполне мирные в своей нормальной среде обитания существа. Например, в Балтийском море были обнаружены

ракообразные Cladocera, чья традиционная среда обитания Черное и Каспийское моря. Эти организмы очень быстро размножаются и доминируют над зоопланктоном, забивают рыболовные сети и тралы. Экосистема нарушена, рыболовная промышленность несет убытки.

Во избежание неприятных последствий заражения прибрежных вод было необходимо принятие серьезных мер. Эти причины делают обработку балластных вод одной из самых актуальных научно-технических задач, стоящих перед человечеством на сегодняшний день.

В 2004 году ИМО (International Maritime Organization), являющаяся основным аппаратом обмена информацией и сотрудничества по техническим вопросам, связанным с международным торговым судоходством, принята «Международная Конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими» (International Convention for the Control and Management of ships' ballast water and sediments). Это решение призвано обеспечить экологическую безопасность на море и предотвратить загрязнение судами окружающей среды, в первую очередь морской, в соответствии с которой на всех судах должно быть установлено оборудование для обработки балластной воды перед входом в новые морские районы (РФ присоединилась к Конвенции 28.03 2012 г).

Правилами D-1 и D-2 Конвенции определены следующие стандарты замены судовых балластных вод и в частности *изолированного балласта*.

- Суда, производящие замену балластных вод в соответствии с правилом D-1, выполняют это с эффективностью, составляющей 95 % от их объема. Прокачка трехкратного объема каждого танка водяного балласта считается равноценной указанному стандарту.

- Суда, осуществляющие обработку балластных вод в соответствии с правилом D-2, сбрасывают на 1 куб. м менее 10 жизнеспособных организмов размерами более 50 мкм и менее 10 жизнеспособных организмов размерами от 10 мкм до 50 мкм на 1 мл. Одновременно достигнута договоренность о том, что правило D-2 будет пересматриваться перед вступлением в силу Конвенции с целью анализа достаточности и доступности имеющихся к тому времени технологий обработки судовых балластных вод.

По стандарту D-2 суда должны по возможности производить замену балластных вод на расстоянии по меньшей мере 200 морских миль от ближайшего берега и при глубинах не менее 200 метров, принимая во внимание руководство, разработанное организацией.

В случае, когда судно не может произвести замену балластных вод на таком расстоянии и глубине, такая замена должна производиться с учетом руководства и настолько далеко от берега, как это возможно, но не меньше 50 морских миль от ближайшего берега и при глубинах не меньше 200 метров. В тех случаях, когда установленные глубина и расстояние от ближайшего берега не могут быть соблюдены, государство порта назначает районы для замены балластных вод.

К 2016 году по требованиям ИМО замена балластных вод будет пол-

ностью запрещена, и все новые и уже существующие суда должны будут обрабатывать балластную воду при приемке на судно и снова при ее сбрасывании.

Содержание регламента, оговоренное правилами D-1 и D-2 Конвенции, зависит от года постройки судна и объема балластных вод:

1. Суда, построенные до 2009 года:

– Суда с объемом балластных вод от 1500 до 5000 м³ должны осуществлять управление балластными водами по стандарту D-1 либо, превышая его, по стандарту D-2 до 2014 года. С 2014 года обработка балластных вод должна производиться исключительно по стандарту D-2.

– Суда с объемом балластных вод менее 1500 и более 5000 м³ должны осуществлять управление балластными водами по стандарту D-1 либо превышая его по стандарту D-2 до 2016 года. С 2016 года обработка балластных вод должна производиться исключительно по стандарту D-2.

2. Суда, построенные в 2009 году или позже, с объемом балластных вод менее 5000 м³ должны осуществлять обработку балластных вод по стандарту D-2.

3. Суда, построенные позже 2009, но до 2012 года:

– Суда с объемом балластных вод 5000 м³ и более должны осуществлять управление балластными водами по стандарту D-1 либо превышая его по стандарту D-2 до 2016 года. С 2016 года обработка балластных вод должна производиться исключительно по стандарту D-2.

4. Суда, построенные в 2012 году или позже, с объемом балластных вод 5000 м³ и более должны осуществлять обработку балластных вод в соответствии со стандартом D-2.

Неисполнение требований регламента правил может стать основанием для отказа в выдаче разрешения на заход судна в порт.

Ведущие мировые производители судового оборудования начали разработку современных очистных систем, призванных прекратить неконтролируемую миграцию организмов через балластную воду.

3.5. Противопожарные системы

Пожар на судне является большим бедствием. Он уничтожает материальные ценности, а иногда приводит к гибели людей. Особенно большой ущерб причиняют пожары на пассажирских, грузопассажирских и нефтеналивных судах. В частности, при пожаре на нефтеналивном судне возможен взрыв и путь к спасению людей и судна могут преградить горящие на поверхности воды нефтепродукты.

Как показывает практика, примерно половина всех случаев пожара на судах возникает из-за неосторожного и небрежного обращения с огнем. Поэтому как экипаж, так и пассажиры должны строго соблюдать правила противопожарной безопасности.

Довольно часто пожары возникают от попадания искр на горючие материалы. Это в первую очередь происходит на судах, перевозящих легко-

горючие материалы (хлопок, кудель и т. п.) и легковоспламеняющиеся жидкости. Источником искр могут быть газы, выходящие из газовыпускных труб энергетической установки и дымовых труб отопительных агрегатов. Кроме того, искры могут возникать во время выполнения сварочных работ, при ударе металла о металл и от других причин. Следует помнить, что незначительных причин для пожара нет и что его легче предупредить, чем потушить.

Для борьбы с пожарами суда оборудуют противопожарными системами, которые бывают сигнальные и тушащие. Первые служат для выявления очага пожара, вторые – для его ликвидации.

Противопожарные системы по роду используемого огнегасительного вещества подразделяют на водяные противопожарные (водотушения, спринклерная, водораспыления), паротушения, пенотушения, газотушения (углекислотная и инертных газов) и жидкостного тушения.

По способу тушения пожара различают поверхностные и объемные системы. Первые служат для подачи на поверхность очага пожара вещества, которое охлаждает или прекращает доступ кислорода в зоне горения. К ним относят водяные системы и системы пенотушения. В группу систем объемного тушения входят системы, заполняющие свободный объем помещения не поддерживающими горения парами, газами или весьма легкой пеной. Выбор типа системы пожаротушения для помещений зависит от класса, типа, назначения и водоизмещения судов и определяется требованиями правил речного и морского Регистров РФ.

3.5.1 Сигнальные противопожарные системы

Большое значение в борьбе с пожарами на судах имеет своевременная сигнализация о возникновении пожара, так как чем раньше обнаружен очаг загорания, тем легче его ликвидировать.

Эту задачу выполняет пожарная сигнализация. К ней относят: устройства, приборы и оборудование, служащие *для автоматической передачи* на пост управления судном и центральный пост управления (ЦПУ) сигналов о начавшемся пожаре и месте его возникновения или о наличии реальной пожарной опасности в каком-либо отсеке или помещении судна; устройства *ручной пожароизвещательной сигнализации*, позволяющие лицу, обнаружившему пожар, немедленно сообщить на пост управления судном и в ЦПУ о возникновении пожара; *авральную сигнализацию* (звонки, колокола громкого боя, ревуны и пр.), служащую для оповещения всего личного состава судна о возникновении пожара.

Пост управления судном размещают в рулевой рубке, а ЦПУ – в машинном отделении или рядом с ним.

Машинные, котельные и насосные отделения, а также другие пожароопасные места оборудуют автоматически действующей пожарной сигнализацией.

Датчики ручной пожароизвещательной сигнализации устанавливают в

коридорах и вестибюлях жилых, служебных и общественных помещений.

Сигнал, поданный автоматической или ручной пожарной сигнализацией, поступает на специальный щит, смонтированный на соответствующем посту, и фиксируется на нем.

В состав автоматической пожарной сигнализации входят следующие основные элементы: датчики-извещатели, располагаемые в охраняемых помещениях и вырабатывающие при пожаре соответствующие импульсы; приемная аппаратура, воспринимающая импульсы и преобразующая их в сигналы оповещения; соединительные линии, связывающие извещатели с приемной аппаратурой; источники питания, снабжающие электрической энергией систему пожарной сигнализации.

3.5.2. Водопожарные системы

С помощью системы водотушения пожар тушат мощными струями воды. Эта система проста, надежна и получила широкое распространение на речных и морских судах. Типовая схема системы водотушения представлена на рис. 3.18. Основными ее элементами являются: пожарные насосы, магистральный трубопровод с отростками, пожарные краны (рожки) и шланги (рукава) со стволами (брандспойтами). При тушении пожара шланги со стволами присоединяют к пожарным кранам.

Систему водотушения применяют для тушения пожара в грузовых трюмах сухогрузных судов, в машинных отделениях, в жилых, служебных и общественных помещениях, на открытых участках палуб, платформ, рубок и надстроек. Кроме того, ее можно использовать для подачи воды к пенообразующим установкам и системе орошения палубы, для мытья палуб, помещений, устройств и т. д. В качестве пожарных насосов на судах обычно применяют одноколесные центробежные насосы.

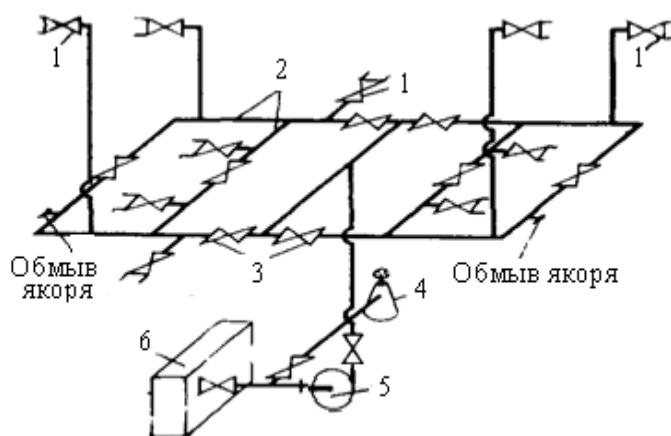


Рис. 3.18. Схема системы водотушения:
1 – пожарный кран; 2 – кольцевая магистраль;
3 – разобщительный клапан; 4 – кингстон;
5 – пожарный насос; 6 – ящик заборной воды

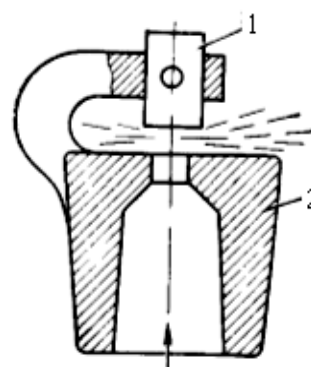


Рис. 3.19. Схема распылителя:
1 – штифт; 2 – насадка

Тушить горящие нефтепродукты с помощью системы водотушения

нельзя, так как частицы их разбрызгиваются струями воды, что способствует распространению пожара. Мощными струями воды также не тушат пожары электрооборудования (вследствие электропроводности воды), лаков и красок.

Наибольшее распространение на морских судах получили системы водораспыления и орошения. Распыленная вода является одним из важных средств борьбы с пожаром. Над очагом пожара при мелком ее распылении создается большая поверхность испарения, что повышает эффективность охлаждения и увеличивает скорость процесса испарения. При этом практически вся вода испаряется и образуется обедненная кислородом паровоздушная прослойка, отделяющая очаг пожара от окружающего воздуха.

Систему водораспыления применяют во время тушения пожаров нефтепродуктов. Морские суда для тушения пожара остатков тяжелых нефтепродуктов (мазута, смазочных масел и др.) в машинных и котельных отделениях оборудуют системой водораспыления с распылителями (рис. 3.19). Наличие штифта у распылителя обеспечивает распыление воды до мелкой водяной пыли, выходящей из насадки в виде почти горизонтального веера. Диаметр выходного отверстия водораспылителя принимают равным 3–7 мм, а напор воды 40 м. На 1 м² площади орошаемой поверхности подается 0,2–0,3 л/с воды. Располагают систему водораспыления в один или несколько ярусов, причем расстояние между распылителями в них принимают равным 1,2–1,5 м.

Если вода распыливается до туманообразного состояния, ею можно тушить пожары нефтепродуктов всех классов. Для распыления воды до туманообразного состояния применяют сферические и полусферические распылители с большим количеством отверстий диаметром 1,0–4,0 мм. Число отверстий может достигать 50–70 при их размещении в 2–8 рядов с общей площадью отверстий до 1000 мм². При этом для распыления воды требуется напор не менее 40–50 м вод. ст. Расход воды колеблется от 0,25 до 0,4 л/с на 1,0 м² площади горения.

Распыленную воду используют также в системах орошения и для создания водяных завес, которые защищают помещения от возникновения и распространения пожара. Систему орошения применяют для орошения палуб нефтеналивных судов, перевозящих нефтепродукты I и II классов.

Такой системой также оборудуют помещения, предназначенные для хранения взрывчатых или легковоспламеняющихся веществ. При этом она включается в действие автоматически. Водяные завесы устраивают для того, чтобы препятствовать распространению огня в помещениях и на палубах с большими площадями пола.

Орошение палубы нефтеналивного судна позволяет снизить ее температуру, вследствие чего уменьшаются потери от испарения жидкого груза и одновременно снижается пожарная опасность.

Наибольший эффект от действия системы орошения достигается в том случае, когда поверхность палубы смачивается слоем воды минимальной

толщины. При этом вода быстрее испаряется и происходит более интенсивное охлаждение палубы.

Кроме своего основного назначения система водяного пожаротушения может быть использована, но только кратковременно, для подачи воды:

- к эжекторам осушительной системы;
- на промывку цистерн сбора сточных вод;
- на охлаждение механизмов, приборов, устройств и конструкций (как резервное средство);
- для заполнения балластных цистерн и коффердамов;
- на обмыв якорных цепей и клюзов, мытье палуб;
- к лафетным стволам, а также для подвода раствора пенообразователя к пожарным клапанам в качестве дополнительного средства пожаротушения и на другие нужды.

Насосы и трубопроводы системы водяного пожаротушения нельзя использовать в качестве балластных насосов для цистерн, попеременно заполняемых топливом и балластом.

3.5.3. Требования, предъявляемые к водопожарным системам

1. Рабочее давление в трубопроводах системы водяного пожаротушения не должно превышать 1,0 МПа (10 кгс/см²).

2. Размещение стационарных и аварийных пожарных насосов должны удовлетворять требованиям правил Регистра с учетом дополнительных указаний, изложенных в пп. 2.2.1.1 – 2.2.1.6.

3. Все стационарные пожарные насосы и их кингстоны должны располагаться в отапливаемых помещениях.

4. Приемные заборные отверстия должны быть расположены в подводной части судна – ниже ватерлинии порожнем так, чтобы прием воды был обеспечен в любых условиях эксплуатации судна.

5. На морских судах перед насосами, получающими водопитание от самостоятельного кингстона, на приемном трубопроводе должны быть установлены фильтры для заборной воды по ОСТ5.4177–77. Расположение фильтра на трубопроводе должно быть выполнено с учетом возможности легкой его очистки.

6. Отвод воды при нулевой подаче пожарного насоса следует предусматривать в приемную магистраль на расстоянии не менее 1 м от фланца всасывающего патрубка насоса.

7. Система водяного пожаротушения на пассажирских судах должна постоянно находиться под давлением, обеспечивающим немедленную работу любого из пожарных клапанов. С этой целью систему следует оборудовать пневмоцистернами по ОСТ5.4228–77. При этом система должна быть оборудована насосами, автоматически включающимися при падении давления.

8. Трубопроводы системы, как правило, не должны проходить через посты управления и помещения распределительных щитов. При располо-

жении трубопроводов вблизи электрического оборудования должны быть учтены требования правил Регистра.

9. В местах соединения элементов трубопроводов, изготовленных из материалов с различным электрохимическим потенциалом, следует предусматривать установку протекторов с учетом требований ОСТ5.5315–76.

10. Трубы, проходящие в местах возможного их повреждения, должны быть защищены прочными съемными кожухами.

11. На морских судах у каждого пожарного насоса на приемном и напорном трубопроводах должны быть установлены запорные клапаны. На приемных трубах допускается установка клинкетов. При установке на судах двух центробежных насосов, работающих на общую магистраль, на напорном трубопроводе каждого из них должен быть предусмотрен невозвратно-запорный клапан.

12. Для обеспечения большей живучести системы на пассажирских, грузопассажирских, промысловых судах и судах другого назначения, на которых предусмотрена установка двух и более пожарных насосов, трубопровод системы водяного пожаротушения в районе надстроек должен быть кольцевым, соединенных между собой перемычками и проложен не ниже палубы переборок.

13. На пассажирских судах с большим количеством палуб и с развитыми надстройками трубопровод системы водяного пожаротушения следует выполнять в виде двух-трех колец, расположенных на разных палубах выше палубы переборок и соединенных между собой перемычками.

14. Питание кольцевых трубопроводов следует предусматривать через перемычки, соединяющие обе ветви кольца. Количество перемычек должно быть не менее двух. *На каждой перемычке должны быть установлены разоблицительные клапаны, отключающие перемычку от кольца. **Разоблицительные клапаны** следует устанавливать в легкодоступных местах. При эксплуатации судна эти клапаны должны быть **постоянно открыты и опломбированы**.*

15. На судах остальных типов следует применять линейную схему системы.

16. На сухогрузных и нефтеналивных судах в районе расположения грузовых трюмов трубопровод системы водяного пожаротушения следует прокладывать по верхней палубе, а на наливных судах – под переходным мостиком.

17. Трубопроводы системы, проходящие в отопливаемых помещениях, в которых не допускается отпотевание, на участках труб перед выходом на открытую палубу, а также в машинно-котельном отделении должны быть покрыты изоляцией в соответствии с ОСТ5.9037–82 и ОСТ5.9905–82.

18. Пожарные клапаны должны быть установлены на высоте не более 1,35 м и не менее 0,6 м от палубы или настила внутри помещений и не менее 0,3 м на открытых палубах.

19. Пожарные клапаны, расположенные на открытых палубах, должны быть дополнительно снабжены быстросмыкающимися крышками-заглушками. Пожарные клапаны следует применять по ОСТ5.5276-75 с условными проходами Ду 32, Ду 50 и Ду 65 с быстросмыкающимися гайками типа РОТ.

20. На судах с надстройками большой протяженности, затрудняющими переброску рукавов с борта на борт, пожарные клапаны на открытых палубах следует устанавливать с обоих бортов надстройки.

21. Для обмыва якорных цепей должен быть предусмотрен подвод воды к якорным ключам, при этом на каждом трубопроводе, идущем к ключу, должен устанавливаться запорный клапан. В случае расположения этих клапанов под палубой должны предусматриваться валиковые приводы, выведенные на открытую палубу. При невозможности подвода воды к ключам следует пожарные клапаны располагать так, чтобы обеспечивалась возможность обмыва якорных цепей от этих клапанов.

22. В помещениях, предназначенных для электрооборудования, а также в кают-компаниях, салонах, каютах и других аналогичных помещениях пожарные клапаны *устанавливать не следует*.

23. Управление аварийным насосом и кингстоном на нефтеналивных судах следует предусматривать с места их установки и с верхней палубы у шахты схода в помещение аварийного пожарного насоса.

24. Все пожарные клапаны на судне должны быть пронумерованы, *окрашены в красный цвет согласно ГОСТ 5648–90, а места их установки освещены. Нумерацию следует производить снизу вверх и с правого борта на левый начиная с носа судна.*

25. Пробные испытательные давления по ОСТ5.5462–82 (Измененная редакция, изм. № 2).

3.6. Санитарные системы

Основное назначение санитарных систем – снабжать экипаж и пассажиров питьевой водой и водой для бытовых нужд, а также удалять с судна нечистоты и загрязненные (сточные) воды. В состав санитарных систем входят системы: водоснабжения, сточная, фановая и шпигатов. Система водоснабжения включает в себя трубопроводы (системы) питьевой, мытьевой и забортной воды. Питьевой водой обеспечивают камбузы, заготовочные, буфеты, столовые, рестораны, посудомойные, все умывальники, кипяильники и медицинские помещения. Мытьевая вода (холодная и горячая) подается в душевые и прачечные. Необработанная забортная вода используется для смыва в санузлах, охлаждения кипяченой воды в лагунах и для других хозяйственных целей. Сточная система служит для удаления вод из душевых, прачечных, от умывальников и других мест. С помощью фановой системы удаляют фекальные воды из галюнов (уборных). Система шпигатов предназначена для удаления с открытых палуб дождевой

воды, а также воды, скапливающейся после мытья конструкций и устройств.

Наиболее сложны санитарные системы на пассажирских и туристских судах, где должны быть созданы максимальные удобства для большого числа пассажиров.

3.6.1. Система водоснабжения

Система питьевой воды включает в себя целый комплекс различного оборудования. Она состоит из цистерны для приема и хранения воды, пневмоцистерны (гидрофора), водонагревателей и электрокипятильников, водоразборных колонок (фонтанчиков), трубопроводов с арматурой, установки для очистки и бактериологической обработки пресной воды, приборов контроля и автоматизации управления, санитарных насосов.

В соответствии с предъявляемыми требованиями питьевая вода должна быть чистой, без специфических запахов и привкусов и безопасной в эпидемиологическом отношении (не содержать болезнетворных бактерий и вредных примесей). Качество ее должно удовлетворять требованиям СанПиН на воду питьевого назначения.

В последние годы широкое распространение на судах получили станции приготовления питьевой воды с использованием озонирования. Обеззараживание воды озонированием в гигиеническом отношении является наиболее совершенным.

При озонировании устраняются привкусы и запахи. После обработки хлором вода имеет зеленовато-желтый цвет, озонирование придает ей голубой оттенок. Озонирование является универсальным методом обработки воды, так как проявляет свое действие одновременно в бактериологическом и физиологическом отношениях. Минеральные вещества после озонирования не изменяются, т. к. в воду не вносятся никакие дополнительные посторонние вещества, как, например, при хлорировании.

В технологической схеме, где при обработке воды используется совместное действие озона и ультрафиолетового излучения, достигается уменьшение дозы озона в два раза.

К качеству мытьевой воды предъявляются почти те же требования, что и к питьевой. Она также должна быть безопасной в эпидемиологическом отношении и очищена от механических примесей. Поэтому на судах обычно предусматривают объединенную систему питьевой и мытьевой воды и выполняют ее в соответствии с требованиями, предъявляемыми к системе питьевой воды. При объединенной системе уменьшается число насосов, гидрофоров, труб, арматуры и сокращаются трудовые затраты на техническое обслуживание, а самое главное – при таком совмещении исключается возможность заболевания людей от использования для питья воды более низкого качества из мытьевой системы.

Для автоматизации подачи воды к потребителям (рис. 3.20) устанавливают пневмоцистерну (гидрофор), представляющую собой герметический

резервуар, в верхней части которого находится сжатый воздух, а в нижней – вода.

Подключающиеся к трубопроводу системы водоснабжения потребители получают воду, вытесняемую из пневмоцистерны под давление сжатого воздуха. Когда давление воздуха в пневмоцистерне снизится до заданного минимального значения, автоматически включается подкачивающий насос и пополняет ее водой до тех пор, пока давление воздуха не достигнет заданного максимального значения. После этого насос автоматически отключается, и вода к потребителям вновь подается под давлением сжатого воздуха.

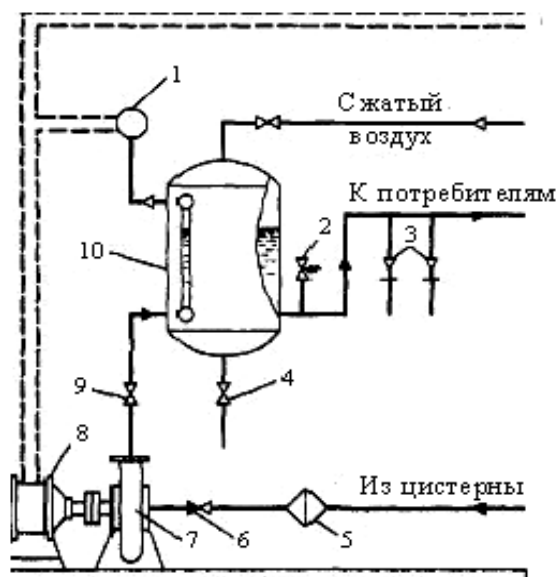


Рис. 3.20. Система питьевой воды с гидрофором:

- 1 – моноэлектрическое реле;
- 2 – предохранительный клапан;
- 3 – водоразборные краны;
- 4 – спускной клапан;
- 5 – фильтр;
- 6 – невозвратно-запорный клапан;
- 7 – насос;
- 8 – электродвигатель;
- 9 – запорный клапан;
- 10 – пневмоцистерна (гидрофор)

Питьевую воду на судне хранят во вкладных цистернах. Допускается применение цистерн, выгороженных в корпусе судна и его надстройках. При этом цистерны не должны граничить с забортной водой и сосудами для любых других жидкостей.

Через цистерну питьевой воды не должны проходить трубопроводы, не связанные с работой системы. Дно цистерны делают с уклоном и снабжают пробкой или краном для полного осушения цистерны в случае необходимости (например, при окраске). Для осмотра, ремонта и чистки цистерны на ней предусматривается лаз, плотно закрываемый крышкой.

Цистерны питьевой и мытьевой воды снабжают наливными, приемными (расходными) воздушными трубами. Для замера количества питьевой воды в цистернах нужно применять автоматические датчики типа УУЖЭК, указательные колонки и пр., исключающие возможность ее загрязнения. **Использовать для этого метристок не разрешается.**

Наполнять цистерны питьевой водой с берега или с судов-водолеев следует по специальному трубопроводу, обеспечивающему ее прием с обоих бортов. Приемные отростки наливных труб должны возвышаться над палубой не менее чем на 0,4 м и иметь надежное закрытие, предотвращающее загрязнение воды.

Чтобы избежать загрязнения воды через наружные концы воздушных

труб, их надо выполнять в виде гуська или снабжать каким-либо защитным устройством.

Стенки цистерн из углеродистой стали изнутри необходимо защищать стойким покрытием. Не разрешается устанавливать запасные цистерны питьевой воды в машинно-котельных отделениях.

В настоящее время на крупных морских судах для пополнения запасов пресной воды, а в отдельных случаях в качестве основного источника пресной воды, используются опреснительные установки (см. раздел 6).

3.6.2. Системы сточная, фановая и шпигатов

На всех судах для удаления сточных вод и нечистот из уборных, общих умывальных, душевых, прачечных, помещений пищевого блока, от умывальников устраивают трубопроводы сточной и фановой систем. Согласно требованиям санитарных правил сточно-фановая системы должны быть закрытого типа, при которой сточные воды и нечистоты отводятся в фекальные (сточные) цистерны, откуда их перекачивают в береговые сосуды или плавучие станции сбора фекальных и сточных вод.

Взамен общей канализации рекомендуется отдельная система для фекальных и хозяйственных стоков. При этом в фекальные цистерны следует сливать стоки от индивидуальных и общих уборных, прачечных, а также от умывальника судовой амбулатории, изолятора и санитарной каюты. В цистерну для хозяйственных стоков сливают стоки от умывальников, мочежных, ресторанов, столовых, буфетов и камбузов. ***Сброс за борт неочищенных и необезвреженных сточных и фекальных вод не разрешается. Система аварийного сброса должна быть опломбирована.***

Сборные цистерны сточной и фановой систем выполняют, как правило, с наружной системой набора и закрытыми устройствами для контроля уровня их заполнения. Дно цистерн должно иметь уклон и пробку для полного опорожнения от содержимого. Внутреннюю поверхность цистерн окрашивают кислотоупорной краской. На пассажирских судах необходимо иметь дистанционную сигнализацию предельного уровня заполнения сборных цистерн (80 %).

Цистерны сточных и фекальных вод следует располагать вдали от жилых и служебных помещений, постов управления и источников теплоты. Для внутренней обмывки их снабжают перфорированными трубами или другими устройствами, в которые подают воду от трубопровода заборной воды или от противопожарной магистрали.

Сточные и фекальные воды из санитарных помещений поступают в цистерны самотеком, а удаляются из них насосами или эжекторами по трубам, которые заканчиваются на палубе обоих бортов специальными головками унифицированного типа, служащими для присоединения к приемным устройствам береговых или плавучих станций сбора стоков. Приемные трубы необходимо присоединять в самой низкой части цистерн на расстоянии 30–40 мм от их дна.

Трубопроводы от унитазов и писсуаров, как правило, не объединяют с трубами, отводящими воду от ванн, душей или умывальников.

Для очистки и обеззараживания сточных и фекальных вод на крупных судах устанавливают специальные очистительные станции.

Воду с палуб удаляют по спускным трубам, приемные концы которых имеют шпигаты. Последние выполняют функции отстойников и защищают трубы от засорения. Их устанавливают на непроницаемых палубах. Воду от шпигатов с палуб, расположенных выше палубы надводного борта, отводят непосредственно за борт. Из помещений, находящихся ниже палубы надводного борта, она поступает по шпигатным трубам в специальные сточные цистерны.

3.7. Правила нанесения отличительных и предупреждающих знаков

Для определения вида и назначения проводимой среды на судовых трубопроводах наносятся отличительные и предупреждающие знаки (далее знаки) согласно ГОСТ 5648-90.

1. Знаки должны наноситься на окрашенную поверхность трубопровода в виде цветных колец по всей окружности трубы. Допускается нанесение знака в виде незамкнутого кольца со стороны видимой части трубы. Знаки наносят краской или наклейкой липкой ленты.

2. Ширина отличительных колец должна быть 25 или 50 мм, предупреждающих – 50 мм. При нанесении *только* отличительных знаков расстояние между кольцами должно быть 25 мм друг от друга. Предупреждающие знаки должны наноситься между отличительными знаками без зазора.

3. Цвета колец отличительных и предупреждающих знаков, а также сочетания цветных колец регламентируется настоящим ГОСТом в зависимости от проводимой среды и наименования системы. Например: воздух – голубой; пресная вода – синий; забортная вода – зеленый; пар – серебристо-серый; масло и горючие жидкости – коричневый; загрязненные и др. жидкости – черный; кислоты и щелочи – фиолетовый и т. д.

4. При совпадении цветов знака с цветом окраски трубопровода знак наносят на вспомогательное кольцо белого цвета. При этом ширина вспомогательного кольца должна превышать ширину знака на 75 мм в каждую сторону.

5. Знаки должны быть нанесены на трубопроводе с обеих сторон соединений, переборок, палуб, арматуры (клапаны, задвижки, краны и пр.), у механизмов, оборудования, аппаратов, цистерн на расстоянии 150 мм. Допускается размещать знаки с одной стороны соединения или арматуры.

При прокладке трубопроводов под зашивкой отличительные и предупреждающие знаки должны быть нанесены под съемными лючками, щитами и т. п. в их просветах.

6. Арматура систем пожаротушения должна быть окрашена в красный цвет.

Раздел 4. РУЛЕВОЕ УСТРОЙСТВО

4.1. Общие сведения

Рулевое устройство обеспечивает управляемость судна, т. е. оно позволяет удерживать судно на курсе или изменять направление движения, несмотря на воздействие ветра, течения и волн. Этим устройством оборудуют все самоходные суда.

Из всех судовых устройств рулевое устройство является наиболее нагруженным, так как оно работает постоянно во время хода судна. По этой причине рулевое устройство для всех классов судов должно отличаться надежностью и долговечностью, обладать небольшими габаритными размерами и массой, а также быть экономичным.

Рулевое устройство состоит из руля или поворотной насадки, рулевого привода, рулевой машины и дистанционной передачи.

Руль, или поворотная насадка, непосредственно обеспечивает устойчивость судна на курсе и движение по заданной траектории.

Рулевой привод служит для передачи усилия от рулевой машины к баллеру руля или поворотной насадке.

Рулевая машина является агрегатом, с помощью которого осуществляется перекладка руля (поворотной насадки) на требуемый угол от диаметральной плоскости и их удержание в заданном положении. *Рулевая машина совместно с рулевым приводом образуют единый комплекс, называемый приводом руля.* Положение пера руля относительно диаметральной плоскости судна фиксируется специальным прибором – *аксиометром*.

Дистанционная передача позволяет управлять рулевой машиной с поста управления судном при помощи штурвала. Система управления рулевой машиной состоит из поста управления и привода управления насосами или электродвигателями.

Общее представление о рулевом устройстве дает схема, показанная на рис. 4.1. Перо руля 1 при помощи фланца 2 соединено с баллером 9, имеющим опоры 3, способные принять на себя как массы баллера и пера руля, так и горизонтальные силы, возникающие при перекладке руля. На голове 4 баллера закреплен рулевой привод 5, связанный с рулевой машиной 6. Нижняя часть баллера, соединяемая с пером руля, выходит из корпуса через *гельмпортную трубу* 10. При помощи штурвала ручного управления 7 и передачи 8 осуществляется команда рулевой машине, воздействующей на рулевой привод, поворачивающий руль.

Помимо соединения с баллером, перо руля закрепляют на элементах конструкции кормовой части. На рис. 4.1 основными элементами крепления являются петли пера руля 11; штырь 12 и петля рудерпоста 13. Цифрой 15 обозначена пятка ахтерштевня.

Баллер представляет собой вертикальный вал с опорами 3, установленными в палубах или платформах. Нижняя опора имеет сальниковое уплот-

нение и располагается над гельмпортной трубой 10. Верхняя опора воспринимает осевые усилия. К голове 4 баллера крепится румпель 5, руль 1 крепится к баллеру фланцевым 2 или конусно-шпоночным соединением.

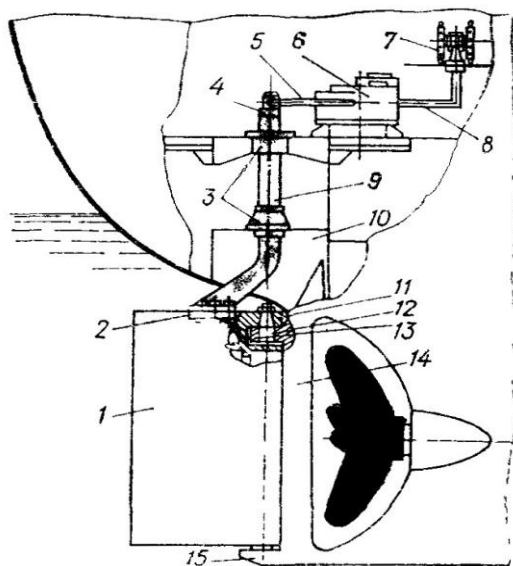


Рис. 4.1. Схема рулевого устройства:

- 1 – перо руля;
- 2 – фланец;
- 3 – опоры баллера руля;
- 4 – голова баллера руля;
- 5 – рулевой привод (румпель);
- 6 – рулевая машина;
- 7 – штурвал ручного управления;
- 8 – передачи;
- 9 – баллер руля;
- 10 – гельмпортная труба;
- 11 – петли пера руля;
- 12 – штырь рудерпоста;
- 13 – петля рудерпоста;
- 14 – рудерпост;
- 15 – пятка ахтерштевня

Примечание. *

1. *Румпель* – специальный рычаг, закрепленный в головной части баллера руля перпендикулярно его оси.

2. *Перо руля* – это плоский двухслойный обтекаемый щит с внутренними подкрепляющими ребрами, площадь которого у морских судов составляет 1/40–1/60 площади погруженной части ДП (диаметральной площади). Внутреннюю полость пера руля заполняют пористым материалом, предотвращающим попадание воды внутрь.

Основу пера руля составляет *рудерпис* – массивный вертикальный стержень, к которому крепят горизонтальные ребра пера руля.

Вместе с рудерписом отливают (или отковывают) петли для навешивания руля на *рудерпост*.

3. *Баллер* – это стержень, при помощи которого поворачивают перо руля. Нижний конец баллера имеет обычно криволинейную форму и заканчивается лапой-фланцем, служащим для соединения баллера с пером руля при помощи болтов. Это разъемное соединение баллера с пером руля необходимо для съема руля при ремонте. Иногда вместо фланцевого соединения применяют замковое или конусное соединение.

Баллер руля входит в кормовой подзор корпуса через *гельмпортную трубу* и поддерживается специальным упорным подшипником, расположенным на одной из платформ или палуб. Верхняя часть баллера проходит через второй подшипник и соединяется с румпелем.

4.2. Действие руля на судно

Руль, установленный на судне, должен обеспечивать его управляемость в любых условиях эксплуатации. Под управляемостью понимают два ос-

новных качества судна – поворотливость и устойчивость на курсе.

Поворотливостью называют способность судна подчиняться действию руля, а **устойчивостью** на курсе – способность сохранять избранное (заданное) направление при неизменном положении руля или при минимальном его воздействии.

Некоторое представление о действии руля на судно дает рис. 4.2. На прямом курсе на корпус судна действует сопротивление R воды его движению со скоростью V , которое преодолевается работой движителя, создающего силу упора P_v (рис. 4.2а). При повороте руля на некоторый угол α_p (рис. 4.2б) на руль начинает действовать набегающий поток, в результате чего возникает сила гидродинамического давления воды на руль. Составляющую этой силы, действующую по нормали к поверхности пера руля, обозначим P_n . Точка приложения гидродинамических сил называется центром давления (ЦД). Ее положение зависит от угла поворота руля.

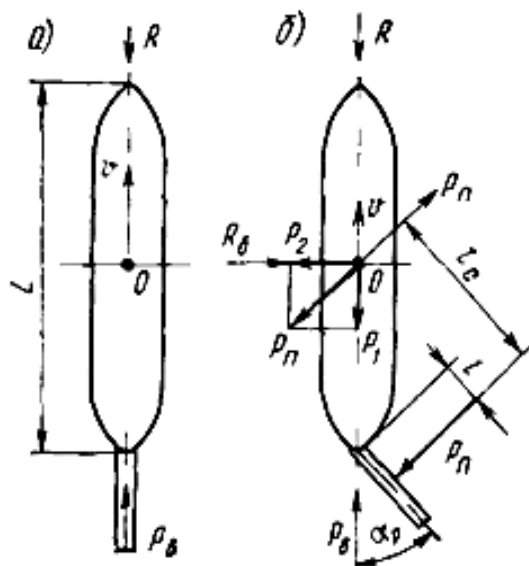


Рис. 4.2 Схема действия руля на судно

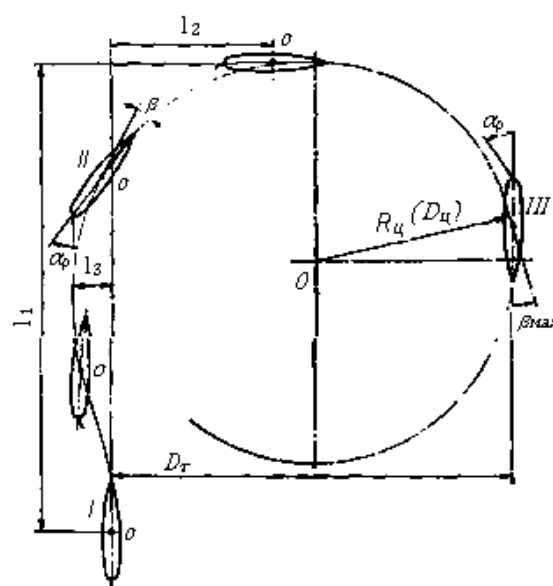


Рис. 4.3. Схема циркуляции судна

Действие силы P_n согласно законам механики можно заменить действием пары сил P_n с плечом l_c , создающей момент $M = P_n \cdot l_c$, и еще одной силой P_n , приложенной в центре тяжести (ЦТ) судна O . Пара сил заставляет судно отклониться от прямолинейного курса (судно начинает разворачиваться), а сила P_n своей составляющей $P_1 = P_n \cdot \sin \alpha_p$ увеличивает сопротивление воды движению судна (проявляется тормозящее действие руля), а другой своей составляющей $P_2 = P_n \cdot \cos \alpha_p$ вызывает дрейф судна в сторону, противоположную направлению перекладки руля. Эта составляющая создает боковую силу R_b сопротивления воды движению судна. Таким образом, перекладка рулевого органа вызывает не только изменение курса судна, но и его торможение и дрейф.

Центр тяжести (ЦТ) судна находится приблизительно на середине его длины L , поэтому для плеча пары сил можно написать выражение

$l_c = 0,5L \cdot \cos \alpha_p + l$, где l — расстояние от оси вращения руля до центра давления воды на руль. Следовательно,

$$M = P_{\Pi} \cdot l_c = P_{\Pi} \cdot (0,5L \cdot \cos \alpha_p + l).$$

Так как расстояние l по отношению к L мало, то им обычно пренебрегают. Тогда

$$M = P_{\Pi} \cdot l_c \approx 0,5P_{\Pi} \cdot L \cdot \cos \alpha_p.$$

На рис. 4.3 показано движение судна при отклоненном вправо руле. Как видно, в начале маневра ЦТ судна перемещается несколько влево, т. е. в сторону, противоположную перекладке руля, а затем вправо. Если отклоненный руль удерживать с постоянным углом α_p , то ЦТ судна O будет двигаться по некоторой криволинейной траектории, называемой циркуляцией.

Угол β , образованный между вектором скорости V центра тяжести судна и его ДП, называется углом дрейфа судна. Когда наступает установившееся движение, угол дрейфа достигает своего максимального значения β_{max} и кривая циркуляции переходит в окружность радиуса R_{Π} . Диаметр D_{Π} этой окружности носит название диаметра установившейся циркуляции. Расстояние D_T от первоначального прямолинейного курса судна до точки, в которой завершается его поворот на 180° , есть тактический диаметр циркуляции. На рис. 4.3 обозначены: l_1 — выдвиг, l_2 — прямое смещение и l_3 — обратное смещение судна.

Угол дрейфа обычно не превышает $8-20^\circ$. Он считается положительным, если вектор скорости направлен наружу от центра циркуляции, и отрицательным, если вектор скорости направлен внутрь центра циркуляции.

С уменьшением размеров D_{Π} и D_T улучшается управляемость судна. Поворотливость судна считается удовлетворительной для пассажирских и грузовых судов, если $D_T \leq 2L$; для транспортных судов, толкачей и буксиров, оборудованных поворотными насадками, если $D_T \approx (1,2-4,0)L$; для транспортных судов смешанного плавания, когда $D_T \approx (2,0-4,0)$.

Важным показателем управляемости служит также относительный период преодоления инерции при движении судна. Этот критерий представляет собой отношение времени от начала перекладки руля до начала поворота судна к времени перекладки руля из нулевого положения на борт.

4.3. Основные типы рулей

Основные типы рулей, применяемые на судах, представлены на рис. 4.4.

Балансирные рули — рули, у которых перо разделено осью вращения на две неравные части: большая — в корму от оси, меньшая — в нос;

Полубалансирные рули отличаются от балансирных тем, что балансирная часть сделана не по всей высоте руля.

Балансирные и полубалансирные рули характеризуются коэффициентом компенсации, то есть отношением соответствующих площадей руля.

При выборе типа руля следует отдавать предпочтение балансирным и полубалансирным рулям, так как на их перекладку требуется меньше усилий и менее мощная рулевая машина, затрачивается меньшая мощность,

чем на перекладку небалансирных рулей. Крепление таких рулей к корпусу судна сложнее, поэтому на тихоходных судах, на которых требуются небольшие усилия для перекладки руля с борта на борт, применяют обыкновенные рули. При плавании в ледовых условиях, а также в случае засоренного фарватера, как правило, устанавливают небалансирные рули.

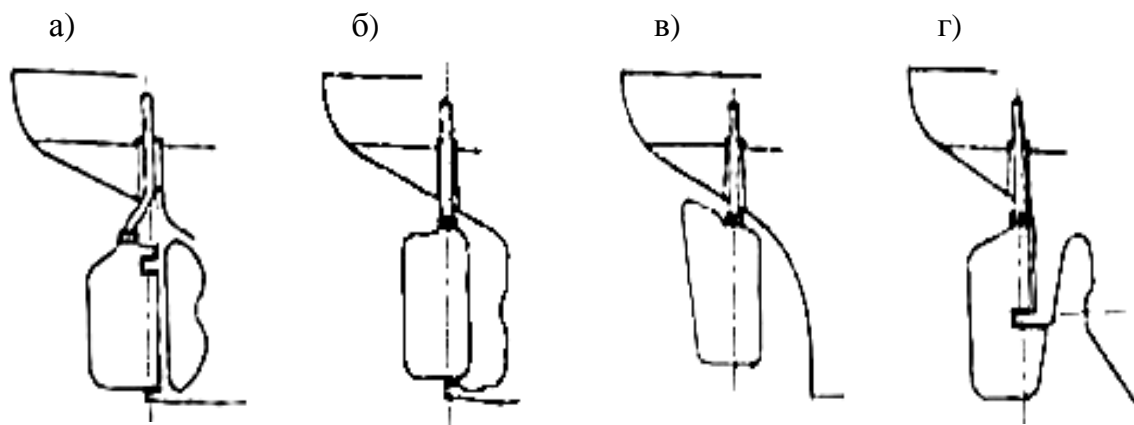


Рис. 4.4. Основные типы рулей:

а) обыкновенный; б) балансирный; в) балансирный подвесной; г) полубалансирный

4.4. Дополнительные средства управления судном

Для улучшения маневренности судна на малых ходах, когда обычное рулевое устройство недостаточно эффективно (особенно при швартовке судна у пирса и движении в узких местах – каналы, шхеры, ограниченный фарватер), устанавливают средства активного управления (САУ).

Средства активного управления подразделяют на две группы.

В первую группу входят САУ, работающие совместно с главными движителями. К ним относятся:

- *крыльчатые движители*, устанавливаемые под днищем судна и способные создавать упор в любом направлении. Несмотря на свои достоинства, крыльчатые движители не получили распространения из-за своей уязвимости и сложности конструкции;

- *поворотные колонки с гребным винтом*, устанавливаемым в насадке. При установке на малых судах они обеспечивают высокую маневренность благодаря изменению направления упора в диапазоне 360° ,

- *поворотные направляющие насадки*, получившие наибольшее распространение на морских судах (рис. 4.5), представляют собой профилированное кольцо 1, опирающееся на штырь пятки 4 ахтерштевня и присоединенное к баллеру с помощью фланцевого соединения 3.

Профилированное кольцо 1 имеет в продольных сечениях форму обтекаемого профиля и охватывает с минимальным зазором лопасти гребного винта (профиль насадки обращен к гребному винту выпуклой поверхностью). При повороте насадки отбрасываемая гребным винтом струя изменяет направление и происходит поворот судна. Стабилизатор 2 повышает

устойчивость на курсе. Насадка заменяет руль, повышает упор гребного винта и обеспечивает лучшую поворотливость судна.

Наиболее эффективными являются *одиночные поворотные* направляющие насадки, устанавливаемые на одновинтовых судах, и *с раздельным управлением* (раздельные), переключаемые независимо одна от другой, используемые на двухвинтовых судах.

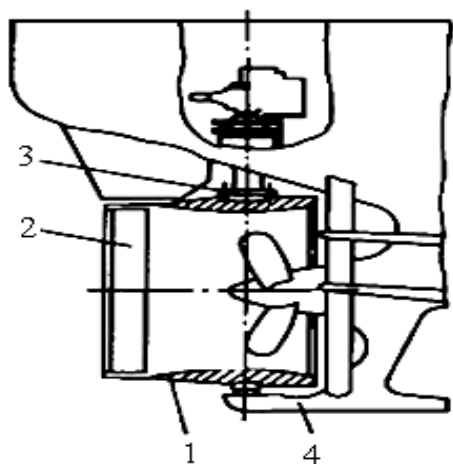


Рис.4.5. Поворотная направляющая насадка:

1 – профилированное кольцо; 2 – стабилизатор; 3 – фланцевое соединение баллера; 4 – пятка ахтерштевня

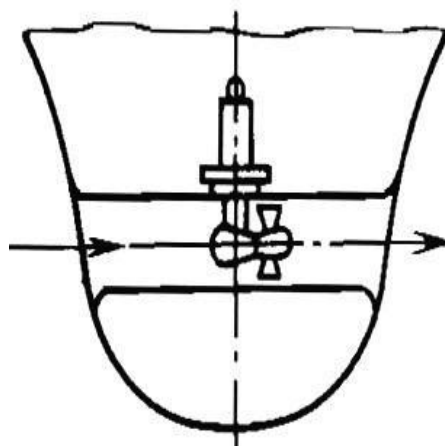


Рис. 4.6. Подруливающее устройство туннельного типа с винтом регулируемого шага (ВРШ)

Функции поворотной насадки как рулевого органа осуществляются путем ее поворота на оси баллера, в результате чего нарушается симметрия обтекания насадки потоком воды. На насадку начинает действовать боковая сила, значение которой в основном зависит от угла поворота насадки и действия гребного винта, работающего в ней. Поворотная насадка с гребным винтом является единым движительно-рулевым комплексом и поэтому расчет ее действия как рулевого органа должен основываться на расчете действия гребного винта с насадкой как движителя.

Следует отметить, что при плавании по каналам с малыми скоростями и особенно при движении по инерции, суда с поворотными насадками управляются значительно хуже, чем суда с обычными рулями.

САУ второй группы называют подруливающими устройствами. К ним относятся: активные рули, выдвижные винтовые колонки и подруливающие устройства туннельного типа.

Подруливающие устройства туннельного типа в отличие от сложного и недостаточно надежного активного руля и рулевой колонки, выступающей в рабочем положении за пределы корпуса, не имеют этих недостатков и получили на морских судах наибольшее распространение.

Подруливающее устройство (рис. 4.6) состоит из *поперечного канала*, размещенного ниже ватерлинии, обычно в носовой (реже, в кормовой) оконечности судна *перпендикулярно* к ДП, со сквозными выходами на оба борта, закрываемыми обычно жалюзи. В этом канале размещают гребной

винт регулируемого или фиксированного шага, создающий упор *перпендикулярно* к ДП, под действием которого поворачивается нос (или корма) судна.

При установке двух подруливающих устройств (в носу и корме) эффективность их действия возрастает благодаря возможности одновременной работы в разные стороны. При работе обоих устройств в одном направлении судно может перемещаться лагом, что очень удобно при швартовке у пирса. Обычно два подруливающих устройства ставят на судах, имеющих частые швартовки (например, на пассажирских судах, паромах, спасателях и др.).

Подруливающие устройства обеспечивают высокую маневренность в дрейфе и на малых ходах (при скорости не более 2–6 узлов). Применение подруливающего устройства на океанских пассажирских лайнерах и крупнотоннажных судах позволяет им входить в порты, подходить к причалу и отходить от него без помощи буксиров.

В прямом канале привод винта от двигателя осуществляется через угловую зубчатую передачу.

4.5. Механизмы привода руля

Механизмы привода руля являются одним из основных вспомогательных механизмов судна, так как они обеспечивают его управляемость и безопасность плавания.

Привод руля состоит из механизмов и устройств, предназначенных для перекладки руля на борт.

В состав механизмов привода руля входят:

- *рулевая машина*, которая в соответствии с условиями плавания поворачивает баллер руля или поворотную насадку на заданные углы для удержания судна на курсе или для маневрирования;
- *рулевой привод* – устройство для передачи вращающего момента от рулевой машины к баллеру руля;
- *привод управления* рулевой машиной (дистанционная передача) служит для передачи команд из рулевой рубки на рулевую машину, находящуюся обычно на большом расстоянии от мостика.

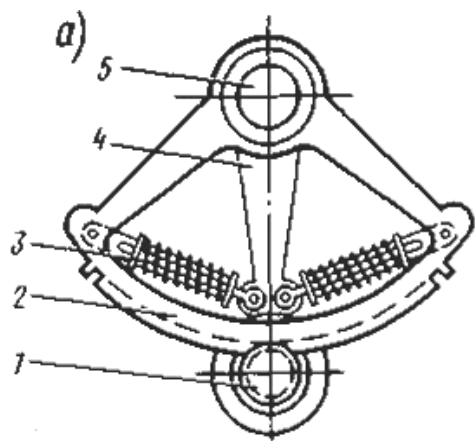
В зависимости от типа и класса судна, его назначения и водоизмещения применяются рулевые машины различных конструкций и способов управления.

4.6. Рулевые приводы

Передача усилий, развиваемых в рулевой машине, на баллер руля осуществляется с помощью рулевого привода в виде жесткой кинематической связи между рулевой машиной и рулем (зубчатые секторы, винты) либо гидравлической системы.

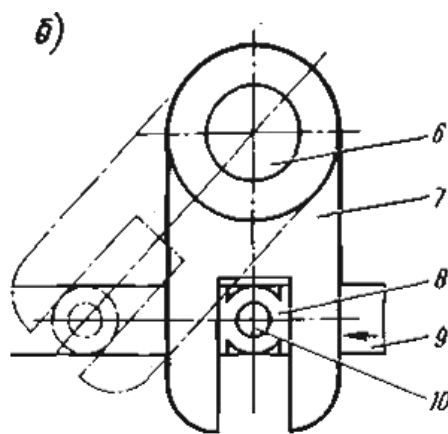
Различают секторный, винтовой и румпельный приводы (рис. 4.7).

Секторный зубчатый привод (рис. 4.7а) широко применяют для передачи усилия на руль от электрических рулевых машин при установке рулевой машины непосредственно в румпельном отделении вблизи от баллера руля. В этом случае находящаяся в зацеплении с сектором шестерня вращается от электродвигателя. Для компенсации ударных нагрузок на руль в секторе устанавливают пружинные компенсаторы.



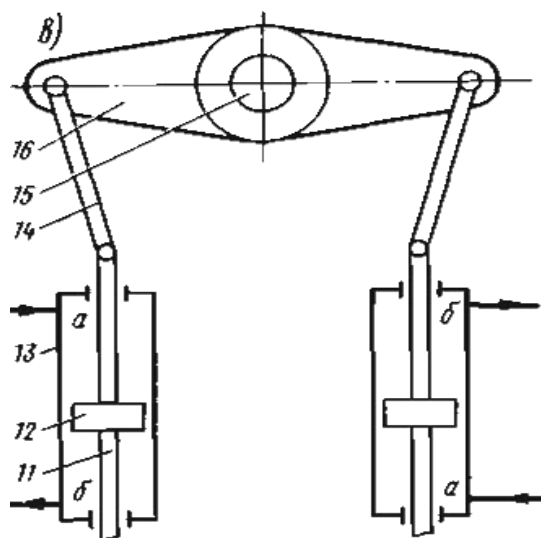
Секторный привод:

1 – приводная шестерня; 2 – зубчатый сектор;
3 – буферные пружины; 4 – румпель;
5 – головка баллер руля



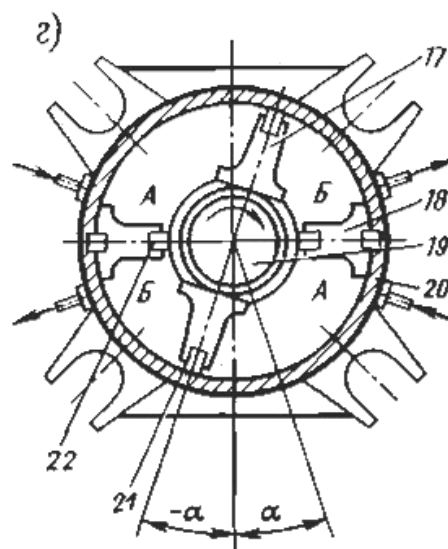
Продольно-румпельный привод:

6 – головка баллера руля;
7 – румпель; 8 – сухарь; 9 – шток
плунжера; 10 – палец штока



Поперечно-румпельный
гидравлический привод:

11 – шток поршня; 12 – поршень (плунжер);
13 – гидроцилиндр; 14 – шатун; 15 – головка
баллера руля; 16 – двуплечий румпель



Лопастной гидравлический
привод:

17 – ротор с лопастями; 18 – непо-
движные лопасти; 19 – головка балле-
ра; 20 – корпус; 21, 22 – уплотнения

Рис. 4.7. Типы рулевых приводов

Винтовой привод обычно бывает запасным, его ставят непосредственно у руля в румпельном отделении. Вращение от штурвала передается винтовому шпинделю, имеющему по концам резьбу противоположных направлений. Перемещающиеся при вращении шпинделя ползуны с пра-

вой и левой резьбой через систему тяг воздействуют на плечи поперечного румпеля, насаженного на баллер руля.

Румпельный привод представляет собой одноплечий рычаг-румпель, один конец которого соединен с верхним концом баллера, а другой – с тросом или цепью, предназначенными для связи с рулевой машиной или постом управления. Такой привод, называемый иногда продольно-румпельным, применяют на небольших судах, а также спортивных и несамоходных судах внутреннего плавания.

Гидравлический привод. На морских судах преимущественное распространение получили гидравлические приводы.

На рис.4.7б представлена схема плунжерной рулевой машины с двумя гидроцилиндрами и одноплечим румпельным приводом баллера.

Румпель 7, ориентированный вдоль корпуса судна, жестко закреплен на баллере 6 и поворачивается штоком 9 плунжеров. Палец 10 штока воздействует на румпель 7 через сухарь 8, перемещающийся при повороте в пазу румпеля.

Поперечно-румпельный привод (рис. 4.7в) представляет собой румпель в виде двух плечевого рычага. Он широко распространен на крупных транспортных судах. На рис. 4.7в показана кинематическая схема поршневой рулевой машины, с двуплечим поперечно-румпельным приводом баллера. Румпель 16, ориентированный поперек судна и жестко сидящий на баллере 15, поворачивается через шатуны 14 при перемещении поршней 12 со штоками 11 в гидроцилиндрах 13.

В отличие от плунжерных, поршневые гидравлические рулевые машины (ГРМ) имеют гидроцилиндры двойного действия. Поворот баллера в них осуществляется подачей масла в полости "а" или в полости "б" гидроцилиндров 13. Поршневые ГРМ имеют меньшую массу и габаритные размеры, чем плунжерные, при одинаковых рабочих давлениях. Польской фирмой «Гидростер» они выпускаются с крутящим моментом до 5 МН·м при рабочем давлении 12,5 МПа.

Поперечно-румпельный привод на крупных судах может обслуживаться четырехплунжерными гидравлическими рулевыми машинами.

У лопастных гидроприводов (рис. 4.7г) корпус 20 крепится к фундаменту, а ротор с лопастями 17 – к головке баллера 19. Поворот баллера происходит при подводе масла в полости А или Б, которые образованы подвижными лопастями 17 ротора и неподвижными лопастями 18 корпуса. Рабочие давления и крутящие моменты лопастных ГРМ зависят от надежности уплотнений 21, 22 между подвижными и неподвижными деталями.

Из рассмотренных типов рулевых приводов в настоящее время наибольшее распространение получили гидравлические приводы, достоинства которых заключаются в возможности создания высоких крутящих моментов при относительно малой массе и габаритных размерах, в высокой надежности и точности управления, в удобстве автоматизации и способности выдерживать значительные перегрузки без ухудшения эксплуа-

тационных характеристик.

Гидроприводы органично связаны с гидравлической рулевой машиной. Они обеспечивают надежную связь между рулевой машиной и баллером руля без промежуточных передач, имеют меньшую массу и габаритные размеры по сравнению с приводами других типов, легко включаются при дистанционном управлении и переключаются на дублирующие агрегаты.

Гидроприводы наиболее целесообразно применять для судов среднего и большого водоизмещения, однако они получили распространение и на малых судах внутреннего плавания.

4.7. Рулевые машины

Рулевые машины делятся на ручные, электрические и гидравлические. Рулевые машины с механической передачей от электродвигателя принято называть *электрическими*, а машины с гидравлическими передачами от электродвигателя – *гидравлическими*.

По конструктивному исполнению и типу приводов различают следующие виды рулевых машин.

1. Ручные рулевые машины:

- с секторно-румпельным приводом,
- румпельным приводом.

2. Электрические рулевые машины:

- с секторно-румпельным приводом.
- с винтовым приводом.

3. Гидравлические рулевые машины:

- плунжерного (поршневого) типа.
- лопастного типа.

4.7.1 Рулевые машины с ручным приводом

На небольших судах (катера, яхты, несамоходные баржи и пр.) перекладка руля осуществляется вручную с применением механических рулевых машин. Это выполняется с помощью штуртросовой проводки, состоящей из троса или цепей. Штуртросовый привод (рис. 4.8) выполняют с румпелем или сектором.

Привод (рис. 4.8а) состоит из румпеля 2, неподвижно насаженного на баллер 1. К свободному концу "А" румпеля присоединен тросовый штуртрос 4, идущий от румпеля через направляющие блоки 3 левого борта к барабану 5 ручного штурвала или приводу рулевой машины откуда через блоки правого борта снова к румпелю. В приводе имеются поддерживающие каточки 6.

Недостатком такого рулевого привода является неизбежная слабина в штуртросе, что обусловлено кинематикой движения свободного конца румпеля в точке "А". Это приводит к неточной перекладке руля из-за мертвого хода барабана при выборе слабины. Кроме того, при слабине в штуртросе возможны опасные рывки от ударов волн о перо руля.

Отмеченного конструктивного недостатка не имеет штуртросовый привод с сектором (рис. 4.8б). Насаженный на баллер сектор 1 имеет обод с двумя ручьями для размещения штуртросов. Отрезок штуртроса, закрепленный слева у сектора 1 (в точке 2), направляется по своему ручью на правый борт судна, а отрезок, закрепленный справа (в точке 3), – на левый борт. На судах в штуртросовую проводку включают буферные пружины, предохраняющие рулевую машину от ударного действия волны. В процессе работы рулевая машина, поочередно подтягивая одну ветвь штуртроса и одновременно освобождая другую, поворачивает сектор, а вместе с ним и руль в требуемом направлении. Существенным недостатком штуртросового привода являются большие потери на трение в направляющих деталях проводки.

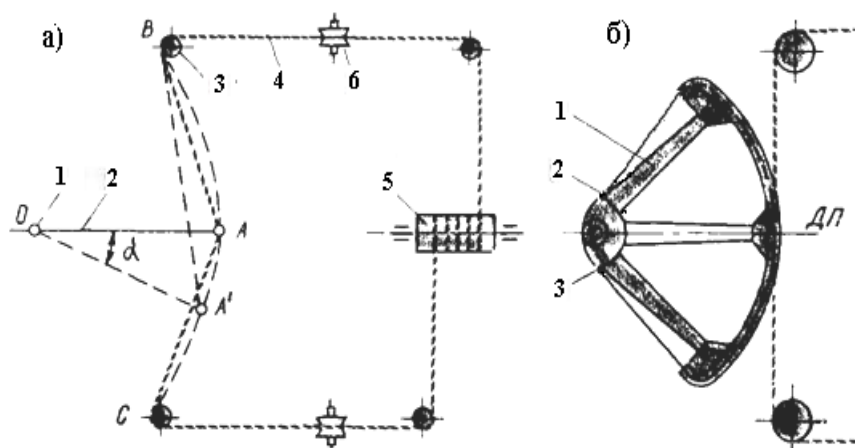


Рис. 4.8. Схемы штуртросовых приводов:

- а) с румпелем: 1 – баллер, 2 – румпель, 3 – направляющие блоки левого борта, 4 – цепной штуртрос, 5 – барабан рулевой машины или ручного штурвала; 6 – каточки; б) с сектором: 1 – сектор, насаженный на баллер

Более совершенным и надежным, чем штуртросовый, является валиковый привод (рис. 4.9).

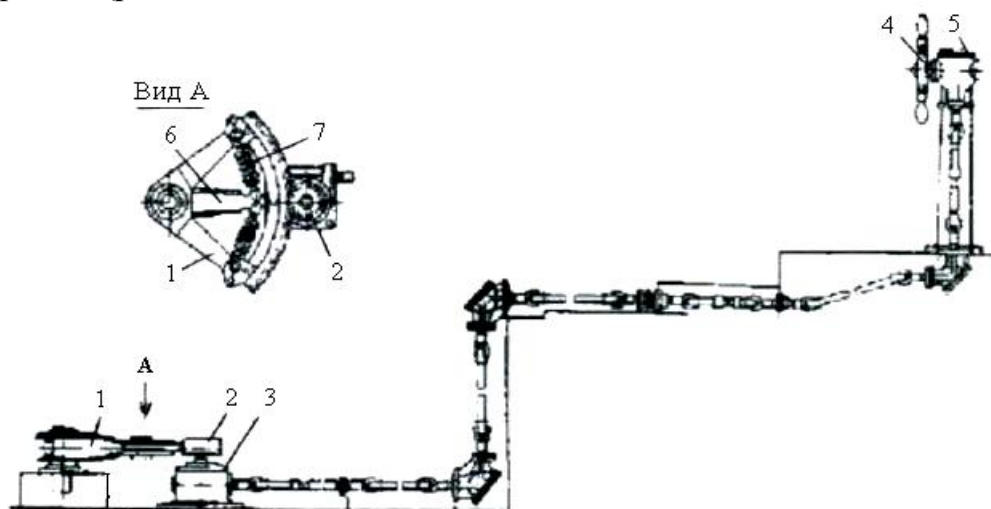


Рис. 4.9. Схема валикового привода:

- 1 – зубчатый сектор; 2 – шестерня; 3 – редуктор рулевой машины; 4 – штурвал; 5 – колонка; 6 – румпель; 7 – пружина.

Его применяют в качестве основного и запасного на катерах, буксирах и других самоходных и несамоходных судах внутреннего плавания с моментом на баллере до 4 кН·м.

Валиковый ручной рулевой привод состоит из колонки 5 со штурвалом 4, от которого вращение через систему угловых конических передач, валиков, муфт и других деталей передается червячному редуктору 3 рулевой машины (редуктор выполняется с горизонтально расположенным червячным колесом). На валу колеса над редуктором устанавливается шестерня 2, зацепляющаяся с зубчатым венцом сектора 1, передающего через румпель 6 крутящий момент на баллер руля.

Сектор насаживается на баллер руля свободно, а с румпелем, сидящим на баллере на шпонке, соединяется с помощью пружин 7. При нормальной нагрузке пружины не должны деформироваться, работая всегда на сжатие.

4.7.2. Электрические рулевые машины

Электрические рулевые машины обычно разделяются по способу передачи усилий от электродвигателя к баллеру руля на винтовые, секторные, винтозубчатые.

До конца 50-х годов двадцатого столетия на речных и морских судах имели широкое применение секторные электрические рулевые машины с моментом на баллере до 150 кН·м (с главным электрическим и вспомогательным электрическим или ручным приводом, имеющим отдельные редукторы).

Однако в связи с развитием гидравлического привода, обладающего более высокой эффективностью, область распространения электрических рулевых машин постепенно ограничивалась и производство их для морских и речных судов прекращено. Однако на многих судах внутреннего и смешанного плавания электрические рулевые машины до сего времени находятся в эксплуатации.

В связи с бесперспективностью применения этого типа рулевых машин, их устройство в данном разделе не рассматривается.

4.7.3. Гидравлические рулевые машины

Гидравлические рулевые машины получили широкое распространение на судах новейшей постройки. Их преимущества следующие: возможность получения больших крутящих моментов; малые масса и габариты на единицу мощности; плавное и бесшумное изменение скорости в широких пределах; высокий КПД.

Гидравлические рулевые машины состоят из гидравлического рулевого привода (рис. 4.7б, в, г), блока питания, системы трубопроводов питания привода и системы управления.

Блоком питания гидравлической рулевой машины служат электроприводные насосные агрегаты, состоящие из *реверсивных роторно-поршневых*

насосов с регулируемой подачей, либо *аксиально-поршневых насосов* с нерегулируемой подачей или *шестеренных насосов* с золотниковым распределительным устройством, причем последние используются при моменте на баллере рулевого органа не более 40 кН·м. Блоки питания у крупных рулевых машин дублируются.

Каждую гидравлическую рулевую машину снабжают насосом, подающим под необходимым давлением рабочую жидкость (минеральное масло) в ее исполнительную часть, осуществляющую перекладку рулевого органа.

При реверсе потоков в гидролиниях (гидравлической системе), соединяющих насосы с рулевым гидравлическим приводом (двигателем), происходит изменение направления перекладки руля.

Система управления с золотниковым распределением рабочей жидкости или с насосами переменной подачи может быть гидравлической, электрической или электрогидравлической. Система управления бывает простой, следящей и автоматической.

4.7.3.1. Рулевые машины с плунжерным приводом. Принцип действия и устройство гидравлической плунжерной рулевой машины можно понять из рис. 4.10. В цилиндры 10, установленные на фундаменте, входят плунжеры 14. Они подвижно связаны с румпелем 13 посредством каретки и траверсы, обеспечивающих поворот румпеля относительно плунжеров и необходимые возвратно-поступательные перемещения, возникающие при его повороте.

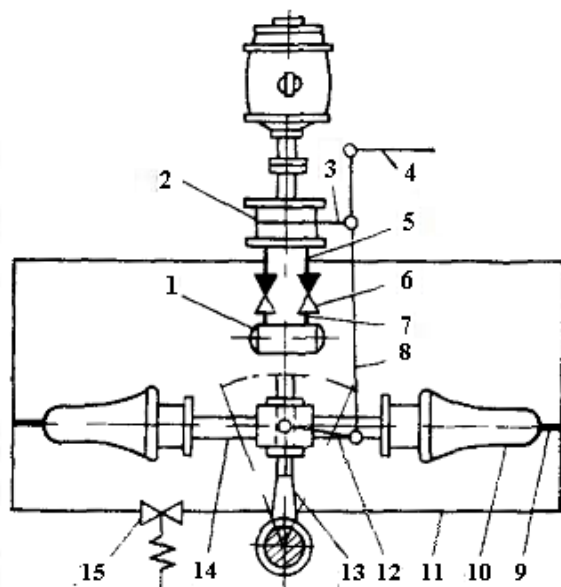


Рис. 4.10. Принципиальная схема двухцилиндровой плунжерной рулевой машины

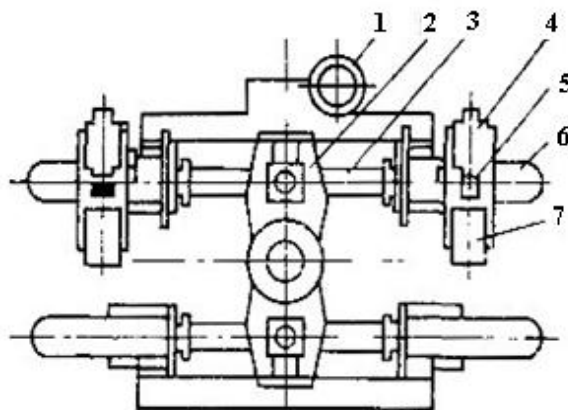


Рис.4.11. Схема компоновки четырехцилиндровой рулевой машины Р15:

1 – штурвал местного управления;
2 – румпель; 3 – плунжер; 4 – главный насос; 5 – соединительная муфта;
6 – цилиндр; 7 – электродвигатель

Радиально-поршневой насос 2 переменной подачи попеременно нагнетает жидкость в левый или правый цилиндр по трубопроводам 5, перемещая плунжеры и поворачивая баллер на требуемый угол перекладки руля. Насосом управляют с поста управления посредством тяги 4. Она соединена

с рычагом 8, в свою очередь соединенным тягой 3 с направляющей статора, служащей для изменения хода поршней радиально-поршневого насоса 2. Другим концом рычаг 8 связан тягой 12 с румпелем. Эта система тяг и рычагов выполняет функции серводвигателя, обеспечивающего автоматическое прекращение перекладки руля после того, как штурвальный перестанет смещать тягу 4.

Рассмотрим, как это происходит. Допустим, что штурвальный переместил тягу 4 вправо от нейтрального положения и насос начал подавать жидкость в правый цилиндр. При этом плунжер начнет перемещаться влево и потянет за собой тягу 12, что при неподвижной тяге 4 приведет к смещению направляющей статора насоса влево и к возврату ее в исходное положение, соответствующее нулевой подаче.

В машине предусмотрен предохранительный клапан 15, обеспечивающий перепуск жидкости по трубопроводам 9 и 11 из одного цилиндра в другой. При недопустимом для прочности машины и трубопроводов повышении давления вследствие ударов руля о грунт или другие предметы клапан срабатывает, и рулевой орган отклоняется от заданного положения. При этом происходит перемещение рычага 8 и тяг 12 и 3 серводвигателя, насос автоматически начнет подавать жидкость в соответствующий цилиндр, и рулевой орган возвращается в исходное положение. Бак 1 служит для восполнения внешних утечек рабочей жидкости, для него предусмотрены невозвратные клапаны 6, соединенные с баком трубами 7.

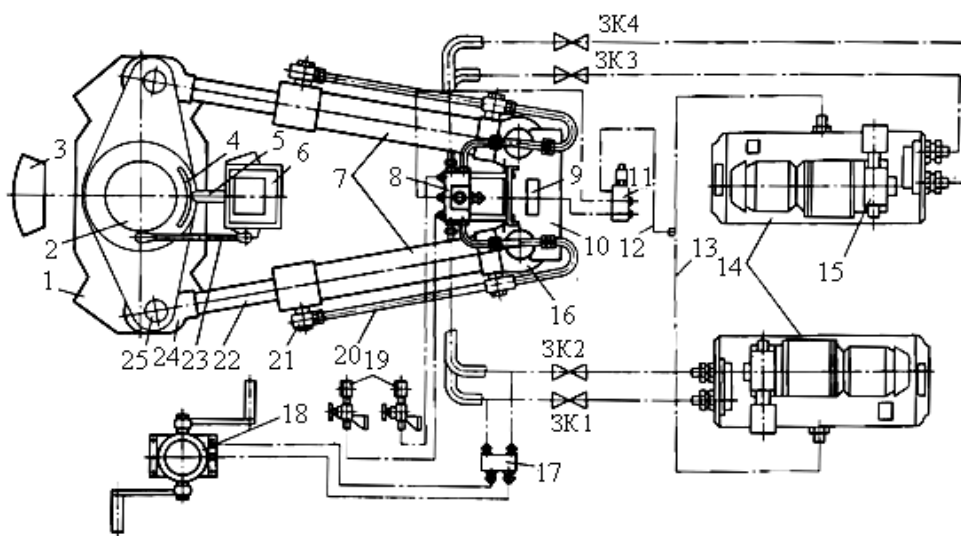
Основным типом рулевых машин, применяемых на современных отечественных промысловых и транспортных судах, является серийно изготавливаемые электрогидравлические плунжерные машины типизированного ряда «Р». Их изготавливают с двумя соосными исполнительными цилиндрами (машины Р01 – Р14), развивающими момент на баллере от 6,3 до 100 кН·м (рис. 4.10), и с четырьмя попарно соосными цилиндрами исполнительной части с приводом на один рулевой орган (машины Р15) с моментом на баллере, равным 160 кН·м. В последнем типе привода на баллер насаживается двуплечий румпель для сочленения с обеими парами плунжеров (рис. 4.11).

Небольшие рулевые машины, развивающие момент на баллере до 40 кН·м, снабжают простыми и дешевыми насосами постоянной подачи: основным электроприводным шестеренным и запасным аксиально-поршневым насосом в штурвальной колонке.

Наибольшее давление, создаваемое в однорулевых машинах с моментом на баллере до 40 кН·м, составляет при работе основным приводом 7,0 МПа, в двух рулевых – 10 МПа, при запасном приводе – 2,5 МПа, а в машинах, развивающих момент на баллере 63 кН·м и выше – 10 МПа.

4.7.3.2. Рулевая машина с поршневым приводом. Гидравлическая рулевая машина со следящим управлением и поршневым приводом баллера (рис. 4.12) устанавливалась на судах типа «Астрахань», «Художник Сарьян» и др. судостроительной верфью «ФЕБ Клемент Готвальд-Верк» (ГДР).

Румпель 1 рулевой машины поворачивается усилием, создаваемым в гидроцилиндрах 7 двустороннего действия давлением масла, воздействующего на поршни и штоки 22, соединенные с румпелем с помощью головки 24 и пальца 25. От румпеля 1 вращение передается баллеру 2. Другой конец гидроцилиндров подвижно крепится к массивной опоре 10, установленной на фундаментах и воспринимающей реактивное усилие при перекладке руля. Шарнирные сферические подшипники 16 установлены для поворота цилиндров при перекладке руля и компенсации небольших вертикальных перемещений баллера. Угол перекладки руля ограничивается упором 3.



Шлангами высокого давления 20 крышки цилиндров через штуцера 21 соединяются с блоком клапанов 8, установленным на опоре. Здесь же укреплена табличка 9 с указаниями по управлению рулевой машиной. На баллере установлена шкала 4, показывающая фактическое положение руля относительно неподвижной стрелки 5. Датчик положения руля 6 посредством шарнирных тяг 23 соединен с баллером. При перекладке руля от него поступает электрический сигнал в систему управления.

Маслобак внутренней перегородкой делится на полости слива и всасывания. Между полостями в приборной панели установлен магнитный фильтр. Здесь же установлены указатель уровня, поплавковый выключатель, сигнализирующий о минимальном уровне масла, термометр и патрубок с сетчатым фильтром для заливки масла.

Оба маслобака сообщаются между собой и с предохранительными клапанами 11, трубопроводами 12 и 13.

Аварийный привод представляет собой поршневой насос 18 с качающимся блоком цилиндров или одновинтовой насос с редуктором, устанавливаемый на открытой палубе. Его трубопроводы соединяются с блоком клапанов 8 через гидрозамок 17. Давление в гидролиниях контролируется по манометрам 19. Запорные клапаны ЗК1-ЗК2 и ЗК3-ЗК4 служат для разобщения рулевой машины и насосных агрегатов при ремонте.

4.7.3.3. Рулевые машины лопастного типа. Среди гидравлических рулевых машин особое место занимают машины лопастного типа. Их выпускают многие зарубежные фирмы. Мы ограничимся рассмотрением лопастного гидравлического привода отечественной конструкции, являющегося исполнительной частью электрогидравлической рулевой машины РЭГ ОВИМУ-7, установленной на многих советских морских судах (рис. 4.13).

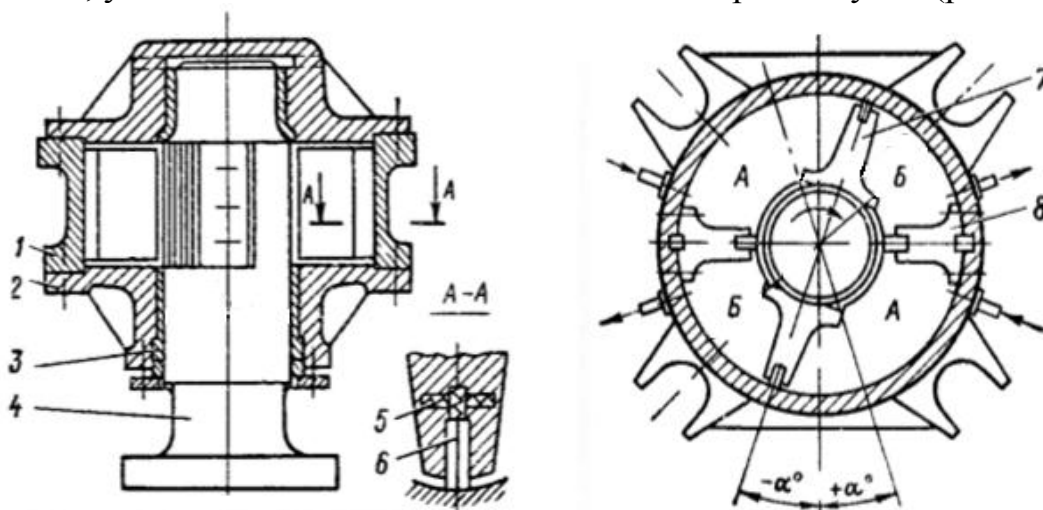


Рис. 4.13. Лопастной рулевой привод

Ротор 4 с закрепленными на нем двумя лопастями 7 размещается внутри цилиндра 1, к которому крепятся две неподвижные лопасти 8. Цилиндр с обеих сторон закрывается крышками 2. Выходной конец ротора уплотняется сальником 3. Ротор жестко крепится фланцем к баллеру руля, а цилиндр удерживается от вращения четырьмя штырями, входящими в его проушины и соединенными с палубой. Для смягчения резких динамических нагрузок на руль на штырях предусмотрена эластичная облицовка.

Принцип действия привода заключается в следующем. Ротор 4 привода поворачивается по часовой стрелке при подаче рабочей жидкости в полости "А", а полости "Б" при этом будут сливными. Противоположное поворачивание ротора достигается подачей рабочей жидкости в полости "Б".

Для достижения высокого объемного КПД внутренние зазоры привода выполняют минимальными. Кроме того, в пазах лопастей устанавливаются с точной подгонкой металлические уплотнительные сдвоенные пластины 6, поджимаемые давлением жидкости к уплотняемым поверхностям. Невозвратные клапаны 5 служат для подачи рабочей жидкости из нагнета-

тельной полости под пластины 6 при любом направлении вращения ротора. Рулевой привод рассчитан на работу при номинальном давлении жидкости 3,5 МПа, крутящий момент при этом давлении составляет 70 кН·м. Длительный опыт эксплуатации этих машин показал их надежную работу.

На транспортных судах устанавливаются лопастные ГРМ фирмы «Фриденбю» (Норвегия) и фирмы «АЕГ Шиффбау» (ФРГ). В последних крутящий момент достигает 5 МН·м при рабочих давлениях 6,5–9,0 МПа. В машинах используются 2-3 подвижные лопасти.

Достоинством лопастных ГРМ являются малые габаритные размеры и более высокий КПД. Вместе с тем для замены уплотнений необходима полная разборка машины.

4.8. Приводы (системы) управления рулевыми машинами

Современные рулевые машины устанавливают непосредственно у головы баллера в румпельном отделении, а для пусков и управления ими на расстоянии применяются специальные устройства – приводы управления рулевыми машинами, называемые телепередачами, или телемоторами.

Действие системы управления заключается в передаче управляющего сигнала с поста управления рулевой машиной к органам управления насосом или золотниковым распределителем.

В зависимости от способа передачи сигнала приводы управления бывают: гидравлические, электрические и электрогидравлические (рис. 4.14).

Для обеспечения бесперебойной работы рулевого устройства *пост управления рулевой машиной дублируют*, располагая запасной пост в румпельном отделении или рядом с ним.

В гидравлической системе управления (рис. 4.14а), при вращении штурвала 4 в ту или другую сторону, насос управления 3, расположенный в колонке управления 2, нагнетает масло в соответствующую полость управления золотникового распределителя 5, переключая его. Распределитель пропускает основной поток от насоса 1 к рулевому двигателю 6 в направлении, соответствующем стороне перекладки руля.

В электрической системе управления (рис. 4.14б) поворот штурвала 4 преобразуется в переменное напряжение сельсина С. Усилитель У усиливает сигнал, который поступает на исполнительный двигатель ИД. Редуктор Р понижает частоту вращения и передает выходной сигнал органу управления насосом 7. Знак управляющего сигнала соответствует стороне вращения штурвала 4, а абсолютное значение сигнала пропорционально углу поворота штурвала.

Если выходное усилие редуктора Р оказывается недостаточным для воздействия на управляющий орган насоса 7, применяется *электрогидравлическая система управления* (рис. 4.14в), в которой выходной сигнал редуктора Р усиливается гидроусилителем ГУ, использующим для этой цели энергию давления масла, подводимого к гидроусилителю от насоса системы управления 11. Исполнительный двигатель ИД и редуктор Р образуют

а) гидравлический; б) электрический; в) электрогидравлический;
1 – насос; 2 – колонка управления; 3 – насос управления; 4 – штурвал;
5 – золотниковый распределитель; 6 – рулевой двигатель; 7 – управляющий
орган насоса; 8 – дифференциальный рычаг; 9 – тяга обратной связи;
10 – баллер; 11 – насос системы управления; 12 – тяга гидроусилителя;
13 – тяга управления; 14 – маховик местного поста управления.
С – сельсин; У – усилитель; Р – редуктор; ИД – исполнительный
двигатель; ГУ – гидроусилитель

В режиме "простой" (см. рис. 4.14а) при повороте штурвала 4 начинается перекладка руля. Как только рулевой по показанию аксиометра установит, что руль достиг заданного угла перекладки, он возвращает штурвал в исходное положение, прекращая работу насоса 3 и дальнейшую пере­кладку руля.

Поворот штурвала и связанное с ним изменение выхода тяги управления 13 редуктора влево приведут к повороту дифференциального рычага 8 вокруг точки "O₂", смещению точки "O₁" в точку "O₁'", а точки "e" – в "e'". При этом гидроусилитель ГУ через тягу 12 воздействует на управляющий орган насоса 7, подача которого вызовет поворот баллера 10 по часовой стрелке. Тяга обратной связи 9 при повороте баллера будет перемещать относительно центра "O₁'" верхний конец дифференциального рычага 8 из

точки "О₂" вправо до тех пор, пока тяга 12 гидроусилителя не достигнет положения "е", соответствующего нулевой подаче насоса 7. Обратная связь баллера с насосом в приведенном примере является механической. В большинстве ЭГРМ используется электрическая обратная связь с помощью сельсинов.

В режиме "автомат" система управления, реагируя на сигналы гирокомпаса, автоматически удерживает судно на заданном курсе.

При выходе из строя дистанционного поста управления, находящегося в рулевой рубке, переходят на местный (резервный) пост управления в румпельном отделении, с которого маховиком 14 (рис. 4.14в) непосредственно воздействуют на исполнительный механизм.

4.9. Требования, предъявляемые к приводам руля

По правилам морского Регистра каждое морское судно *должно иметь три привода*, действующих независимо друг от друга на руль: основной, вспомогательный и аварийный. Рулевое устройство с поворотной насадкой должно иметь два привода: главный и вспомогательный.

- Мощность рулевой машины в основном рулевом приводе должна обеспечить перекладку руля с 35° одного борта, до 35° на другой борт не более чем за 28 секунд.
- Вспомогательный рулевой привод должен обеспечивать маневрирование судна с перекладкой полностью погруженного руля (насадки) с борта на борт при скорости переднего хода, равной 1/2 максимальной скорости судна, но не менее 7 узлов; при этом время перекладки руля (насадки) с 15° одного борта на 15° другого борта не должно превышать 60 с.
- Конструкция приводов должна обеспечивать переход с основного рулевого привода на вспомогательный за время не более 2 мин.
- Рулевое устройство должно иметь тормоз или иное приспособление, обеспечивающее удержание руля в любом положении. На рулевом приводе должна быть шкала для определения действительного положения руля с ценой деления не более 1°.
- Рулевое устройство должно иметь ограничители поворота руля. Один из них при достижении максимального угла, не превышающего угол $\alpha = 36^\circ$, выключает рулевую машину.
- Если главный и вспомогательный приводы находятся в помещении, расположенном ниже ватерлинии, предусматривается *аварийный привод*, располагаемый выше палубы переборок. Этот привод должен обеспечивать перекладку руля при скорости переднего хода не менее 4 узлов.

Правила морского Регистра предписывают установку двух или более главных приводов на всех атомных судах, пассажирских, нефтеналивных и ряде других судов водоизмещением более 10 тыс. т. В этом случае установка вспомогательного привода не требуется. Практически два главных привода устанавливаются на большинстве судов морского плавания.

Раздел 5. ПАЛУБНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Палубные механизмы – механизмы и машины, расположенные на верхней палубе судна и обеспечивающие его различные эксплуатационные потребности: якорные и швартовочные механизмы (шпили и брашпили), лебедки (грузовые, шлюпочные, промысловые, буксировочные, и т. п.). К палубным механизмам специализированных судов относят также судоподъемные краны, механизмы люковых закрытий и пр.

Общие технические характеристики палубных механизмов любого типа, не рассмотренные подробно в соответствующих стандартах на конкретные виды палубных механизмов устанавливает ГОСТ Р ИСО 7825–2005 (дата введения в действие: 01.01.2007).

ГОСТ 26069–86 устанавливает термины и определения понятий якорных, швартовных, грузовых, буксирных, шлюпочных механизмов и якорных, швартовных, буксирных, шлюпочных устройств, применяемых на судах, кораблях и плавучих средствах. Для каждого понятия установлен один стандартизованный термин.

5.1. Якорное устройство

Якорное устройство предназначено для постановки судна на якорь, обеспечения его стоянки и снятия с якоря. Якорное устройство представляет собой якорь с оборудованием и приспособлением для его отдачи и подъема. Основное назначение якоря – удерживать судно на месте при стоянке.

В состав якорного устройства входят: брашпиль (шпиль), якорь, якорная цепь (канат), клюз, стопор для якорной цепи, цепной ящик, устройство для быстрой отдачи якорной цепи (рис. 5.1; 5.2).

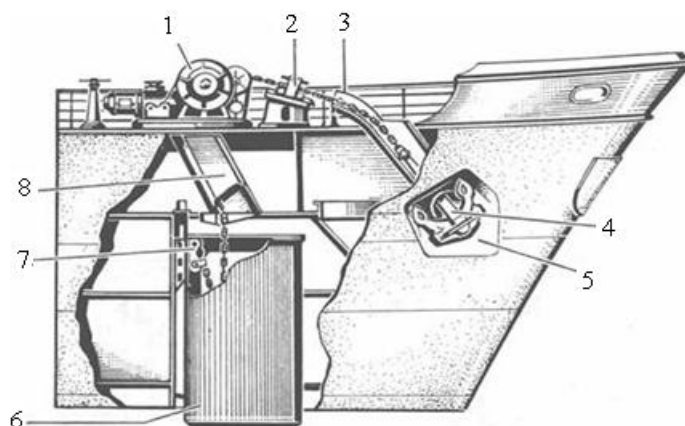


Рис. 5.1. Носовое якорное устройство:

- 1 – брашпиль; 2 – стопор для якорной цепи; 3 – труба якорного клюза;
4 – якорь; 5 – якорная ниша; 6 – цепной ящик; 7 – устройство для крепления якорной цепи; 8 – цепная труба

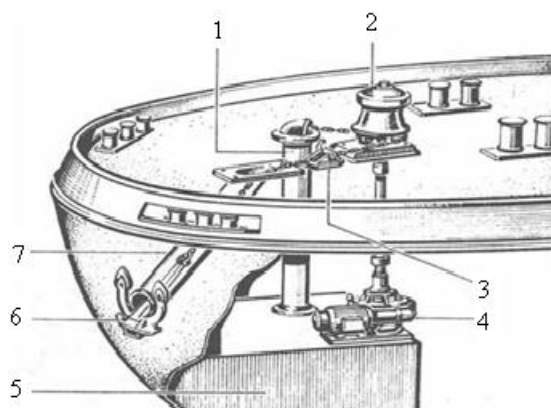


Рис. 5.2. Кормовое якорное устройство:

1 – цепная труба; 2 – якорный шпиль; 3 – стопор для якорной цепи; 4 – двигатель;
5 – цепной ящик; 6 – якорь; 7 – труба якорного клюза

Якорь может быть различной формы, кованым, литым или сварным. Наибольшее применение на судах нашли якоря адмиралтейский (с неподвижными лапами), Матросова и Холла (рис. 5.3). Суда ледового плавания снабжают специальными однолапыми бесштоковыми и ледовыми якорями, предназначенными для удержания судна у ледового поля.

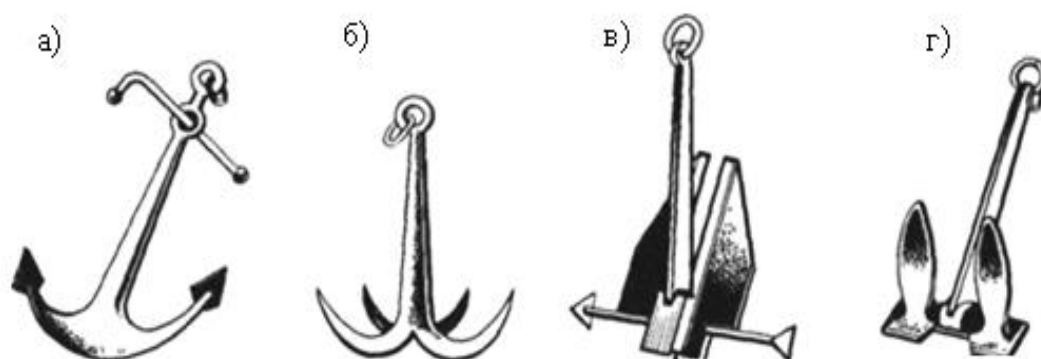


Рис 5.3. Типы якорей:

а – адмиралтейский, б – кошка, в – якорь Матросова, г – якорь Холла

Якоря в зависимости от их назначения разделяют на *становые*, предназначенные для удержания судна в заданном месте, и *вспомогательные* – для удержания судна в заданном положении во время стоянки на основном якорю. К *вспомогательным* относится кормовой якорь – *стоп-анкер*, масса которого составляет 1/3 массы станового. Размеры, массу и количество якорей назначают по правилам Регистра в зависимости от размеров корпуса и надстроек судна. Держащая сила якоря в среднем в 10 раз больше его массы.

Якорная цепь служит для непосредственного соединения якоря с корпусом судна и состоит из нескольких смычек (отдельных кусков), которые соединены между собой разъемными звеньями. В состав якорной цепи входят: *коренная смычка*, крепящаяся непосредственно к корпусу судна

при помощи жвака-галса или глаголь-гака; *промежуточная часть*, количество смычек которой определяет общую длину якорной цепи (обычно 10–12 смычек) и *якорная смычка* цепи (рис. 5.4).

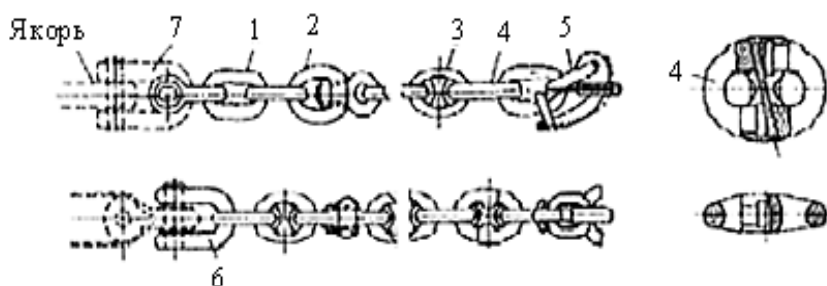


Рис. 5.4. Элементы якорной цепи:

- 1 – концевое звено; 2 – вертлюг; 3 – звено; 4 – звено соединительное;
5 – глаголь-гак; 6 – соединительная скоба; 7 – якорная скоба

Крепят якоря к якорной цепи при помощи якорных скоб. Чтобы предупредить скручивание цепи, в нее включают поворотные звенья – *вертлюги*. Для крепления и экстренной отдачи коренного конца якорной цепи применяют специальное устройство с откидным гак (глаголь-гаком), позволяющим легко освободить судно от вытравленной якорной цепи (рис. 5.5).

Стандартная длина промежуточных смычек составляет от 25 до 27,5 м. Это позволяет легко заменять износившиеся участки и упрощает их изготовление и транспортировку цепи. При этом не регламентируется длина якорной и коренной смычек.

В качестве якорного каната на маломерных судах можно применять стальные, пеньковые, капроновые или нейлоновые канаты, а также цепи (на больших катерах).

Якорные цепи различают по их калибру – диаметру поперечного сечения прутка звена. Звенья цепей калибром более 15 мм должны иметь *распорки-контрфорсы*. У крупнейших судов калибр якорных цепей достигает 100–130 мм.

Для контроля за длиной вытравленной цепи каждая смычка в начале и конце имеет маркировку, указывающую на порядковый номер смычки. Маркировку делают путем наматывания отоженной проволоки на контрфорсы соответствующих звеньев, которые окрашивают в белый цвет.

В походном положении якорную цепь хранят в **цепном ящике** с деревянной обшивкой. Для обеспечения самоукладки якорной цепи цепные ящики имеют обычно круглое сечение, диаметр которого составляет около 30–35 калибров якорной цепи. Высота цепного ящика должна быть такой, чтобы полностью уложенная цепь не доходила до верха ящика на 1–1,5 м.

Цепной ящик имеет самостоятельное осушение.

На дне цепного ящика под центром цепной трубы установлен мощный полуовальный рым, через который якорная цепь, меняя направление, подводится к креплению коренного конца.

В верхней части цепного ящика расположено специальное *устройство*

для крепления и экстренной отдачи коренного конца якорной цепи. Необходимость быстрой отдачи может возникнуть при пожаре на соседнем судне, внезапном изменении погодных условий и в других случаях, когда судно должно быстро покинуть якорную стоянку.

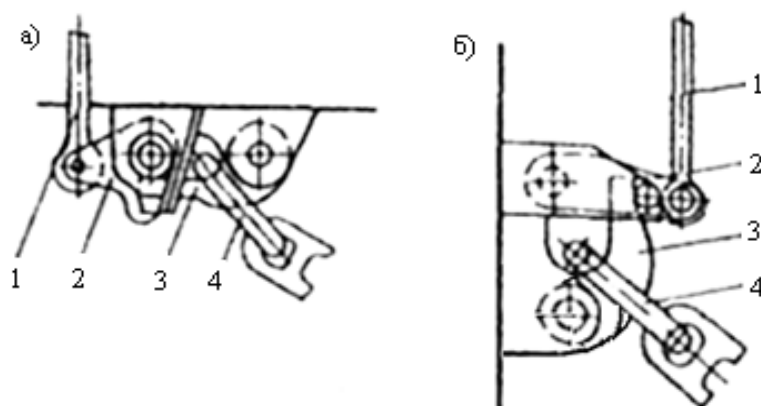


Рис. 5.5. Устройство для крепления и отдачи коренного конца якорной цепи:

а – на крышке цепного ящика; б – на переборке;

1 – тяга привода; 2 – рычаг; 3 – фигурный гак; 4 – концевое звено

До недавнего времени крепление коренной смычки к корпусу осуществлялось жвака-галсом, содержащим глаголь-гак. Отдача цепи производилась только из цепного ящика.

В последние годы для отдачи якорной цепи вместо глаголь-гака, который небезопасен при отдаче цепи, стали применять *откидные гаки* с дистанционным приводом (рис. 5.5). Принцип действия откидного якорного гака такой же, как и глаголь-гака, с той лишь разницей, что стопор откидного гака отдается при помощи дистанционного валикового или иного привода.

По правилам Регистра устройство для быстрой отдачи якорной цепи должно иметь дистанционный привод управления, выведенный на открытую или другую палубу в доступном месте.

Для удержания якоря в клюзе в походном положении и для более плотного прижатия якоря к клюзам используют винтовые кулачковые стопоры; стопоры с закладным звеном (закладные стопоры) и цепные стопоры (рис. 5.6).

Закладной стопор (рис. 5.6а) состоит из двух неподвижных щек 3, позволяющих цепи свободно проходить между ними по выемке, соответствующей форме нижней части вертикально ориентированного звена. На одной из щек в прорези укреплен закладной пал 2, свободно входящий в вырез противоположной щеки. Наклон выреза таков, что усилие, создаваемое застопоренной цепью, полностью воспринимает закладной пал. Этот стопор рекомендуется для цепей калибром более 72 мм.

В *винтовом стопоре* (рис. 5.6б) основанием служит плита, в средней части которой сделан желоб для прохода звеньев цепи. На малых судах горизонтально ориентированное звено прижимается двумя нащечинами к плите основания. Нащечины закреплены шарнирно и приводятся в движе-

ние винтом с противоположными трапецеидальными резьбами. В открытом положении нащечины дают возможность цепи свободно скользить по желобу основания. Чтобы цепь при движении не могла повредить винт, стопор имеет ограничивающую дугу. Стопорение цепи происходит в результате действия сил трения при прижиге нащечинами звена цепи к плите стопора. На крупных судах (с большим калибром цепи) этим способом не удаётся обеспечить необходимое усилие для стопорения цепи. Поэтому между двумя вертикально расположенными звеньями вводятся кулачки, расположенные на нащёчинах при аналогичной схеме стопора.

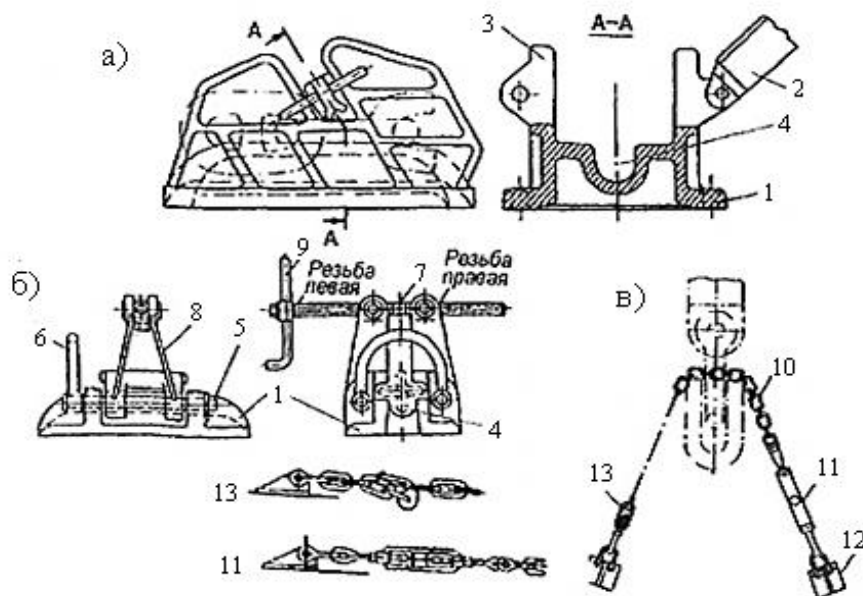


Рис. 5.6. Конструкция стопоров якорной цепи:

а) – закладной; б) – винтовой; в) – цепной

1 – плита-основание; 2 – закладной пал; 3 – щека; 4 – желоб; 5 – штырь;
6 – дуга; 7 – винт; 8 – нащечина; 9 – рукоятка; 10 – цепочка; 11 – талреп;
12 – обух; 13 – глаголь-гак

Цепной стопор (рис. 5.6в) представляет собой короткую цепную смычку (меньшего калибра), которая пропускается через якорную скобу и закрепляется двумя концами к обухам на палубе. С помощью талрепа, включенного в один конец цепи, подтягивают якорь в клюз до плотного прилегания лап к наружной обшивке. Глаголь-гак, включенный в другой конец цепи, служит для быстрой отдачи стопора.

5.2. Швартовное устройство

Швартовное устройство предназначено для подтягивания и удержания судна у причала. В состав швартовного устройства входят кнехты, клюзы, лебедки, брашпили, шпили (рис. 5.7).

Кнехты – стальные или чугунные (литые или сварные) тумбы для крепления швартовов на судне. Кнехты могут быть одинарными и двойными, прямыми и крестовыми (рис. 5.8д, е). Диаметр тумбы кнехта должен быть равен не менее 10 диаметрам стального швартова или одной окруж-

ности растительного. Для крепления стальных швартовов диаметром менее 8,4 мм и растительных окружностью менее 60 мм вместо кнехтов служат *утки* (рис. 5.8в).

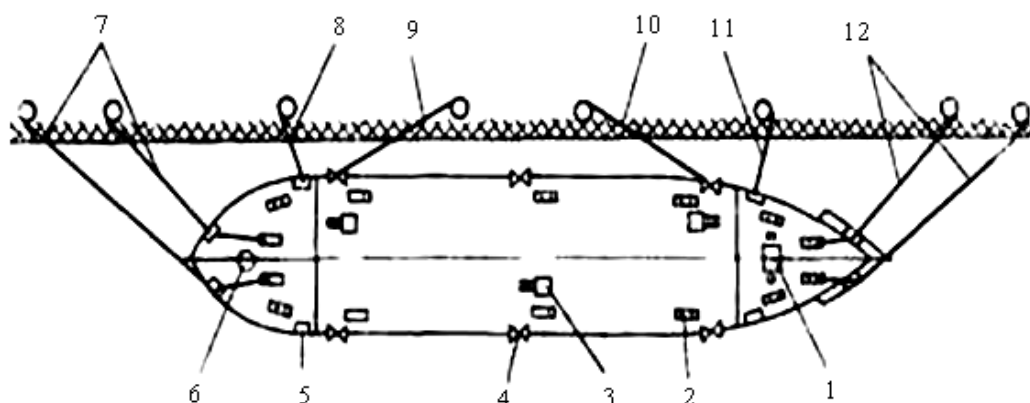


Рис. 5.7. Схема швартовного устройства и расположение швартовов при швартовке лагом:

- 1 – брашпиль со швартовными барабанами; 2 – кнехт; 3 – лебедка швартовная;
4 – швартовный клюз; 5 – планка киповая; 6 – швартовный шпиль; 7 – кормовой продольный швартов; 8 – кормовой прижимной швартов; 9 – кормовой шпринг;
10 – носовой шпринг; 11 – носовой прижимной швартов;
12 – носовые продольные швартовы (правый и левый)

Швартовные клюзы – стальные или чугунные отливки с овальным отверстием в фальшборте для направления швартова к швартовному кнехту, устанавливаемому около клюза (не ближе 1,5 м от него). Отверстия клюзов имеют плавные скругленные кромки, исключая резкий изгиб проходящего через клюз швартова (рис. 5.8а, б).

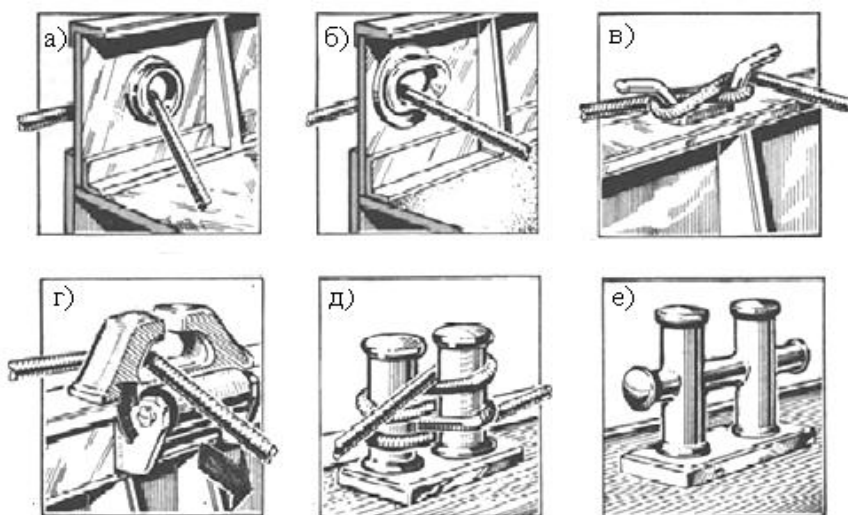


Рис. 5.8.Клюзы, киповые планки и кнехты:

- а – швартовный клюз; б – швартовный клюз; в – утка; г – обыкновенная киповая планка с направляющим валиком; д – двойной кнехт; е – двойной крестовый кнехт

Чтобы трос из-за трения при движении швартова о кромки клюза сильно не изнашивался, применяют специальные клюзы: *универсальные*, с дву-

мя парами вертикальных и горизонтальных цилиндрических роликов, между которыми пропускается швартов, и *автоматические (поворотные)*, с вращающейся в клюзе обоймой, имеющей два ролика, между которыми пропущен швартов.

На судах, проходящих через Панамский канал, устанавливают специальные *панамские клюзы*, приваренные к палубе.

В тех местах, где вместо фальшборта имеется леерное ограждение, устанавливают **киповые планки** (рис. 5.8 г), которые могут быть с роульсами (от 1 до 3) или без них (рис. 5.9).

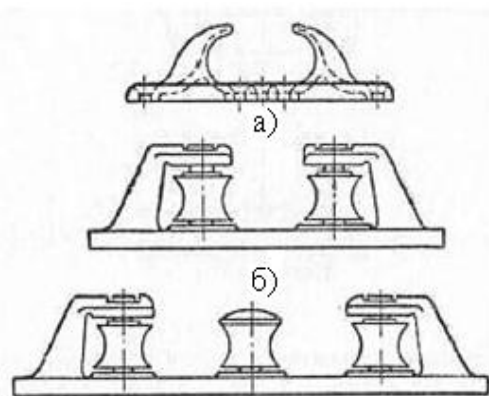


Рис. 5.9. Киповые планки:
а – без роульсов; б – с двумя и тремя роульсами

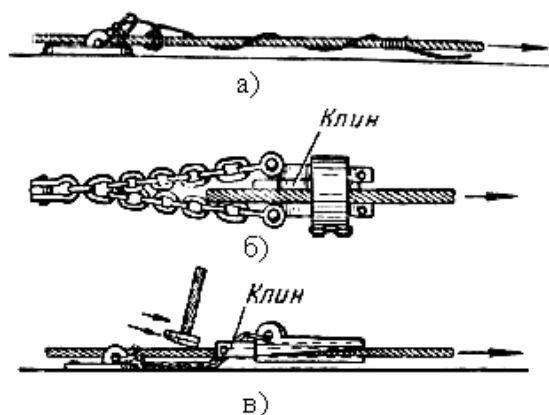


Рис. 5.10. Стопоры для швартовного троса:
а – цепной; б – клиновой;
в – системы Карпентера

Для стопорения обтянутых стальных швартовных тросов на время переноса швартовов со шпилей на кнехты применяются **тросовые стопоры**. Они устанавливаются на участке между шпилем и киповой планкой.

Наиболее распространенным является цепной стопор (рис. 5.10) – трех-четырёхметровый отрезок такелажной цепи калибром 5–10 мм, прикрепленный к палубному обуху или взятый за тумбу кнехта затяжной петлей.

Цепь накладывается на швартов стопорным узлом и последующими тремя-четырьмя пологими шлагами по направлению тяги, против направления свивки троса. Применение цепного стопора при сильных натяжениях швартова может привести к деформации и порче троса. Поэтому на крупных кораблях и судах иногда применяют переносные клиновые стопоры (рис. 5.10б, в), стопорящие трос с помощью подвижного клина. На малых судах стопоры для швартовных тросов не применяются; швартов выбирается через кнехт вручную.

Если нельзя выполнить прямую проводку троса от клюза или киповой планки на швартовный барабан, то на палубе ставят одиночные роульсы.

Для намотки и хранения рабочих швартовов, удобства их подачи и уборки служат **выюшки** (барабаны с высокими бортиками), которые приводятся во вращение вручную (с помощью выступающего обода) либо от ручного зубчатого привода. Наиболее широкое распространение получили горизонтальные швартовные выюшки (рис. 5.11), оборудованные тормозом

Вьюшки располагают на палубе или в надстройках таким образом, чтобы швартов было удобно подать как на киповую планку, так и на швартовный барабан механизма. Запасные швартовы хранятся в такелажных кладовых.

Для швартовных операций на баке обычно используют швартовные барабаны механизмов якорного устройства (шпиля или брашпиля). В средней части судна и в корме устанавливают специальные швартовные лебедки (электрические или гидравлические). На сухогрузных судах при выполнении швартовных операций используют швартовные барабаны грузовых лебедок.

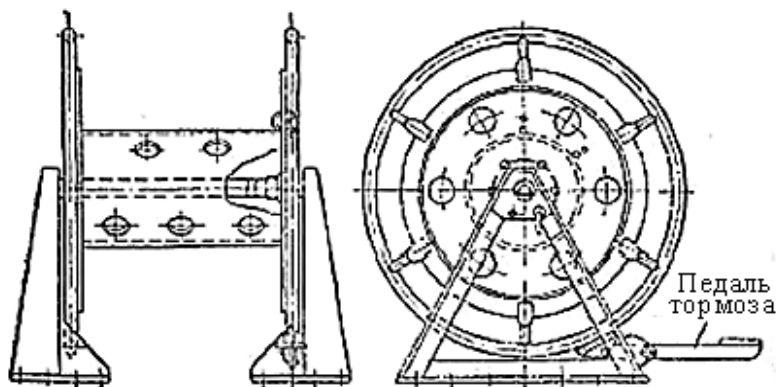


Рис. 5.11. Горизонтальная швартовная вьюшка

Чтобы предотвратить повреждения борта судна при швартовке к причалу, особенно при швартовке судов друг к другу в открытом море на волнении, на судах предусматривают *кранцевое устройство*.

Кранцевое устройство (привальные брусья и кранцы) – мягкие или деревянные подушки, вываливаемые за борт или закрепленные постоянно на борту в местах, наиболее подверженных ударам.

Мягкие кранцы изготовляют в виде подушек из мешков, наполненных крошеной пробкой и оплетенных снаружи смоленным пеньковым канатом, либо из резины. В последнее время получили распространение *пневматические* (резинотканевые надувные) кранцы, а также кранцы в виде резиновых роликов с пружинными амортизаторами. Иногда в качестве кранцев используют навешенные вдоль борта автомобильные покрышки.

5.3. Якорно-швартовные механизмы, устройство, принцип действия

Якорно-швартовные механизмы предназначены для перемещения якорь-цепи при отдаче (выбирании) якоря и обеспечения его стоянки на якоре, а также для подтягивания и удержания судна у причала.

Рабочим элементом якорных механизмов является цепная звездочка (рис. 5.12), имеющая по окружности 5–6 впадин 5 с кулачками 7 по форме звена цепи. С впадинами чередуются канавки-ручьи, в которых расположены звенья 2 перпендикулярно звеньям 6. Во время работы кулачки 7 передают усилие механизма звеньям цепи, поочередно ложащимся во впадины 5. Цепная звездочка выполняется заодно со шкивом 3 ленточного тор-

моза и кулачковой полумуфтой 4 для сцепления с грузовым валом.

Ленточный тормоз брашпиля (шпиля) используют в качестве основного стопора при стоянке судна на якоре. Такое стопорение имеет ряд преимуществ, среди которых важнейшим является возможность потравливания цепи за счет проскальзывания тормозного шкива относительно тормозной ленты при рывках.

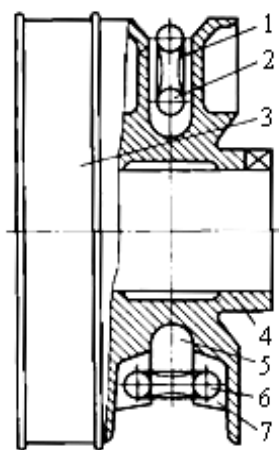


Рис. 5.12. Цепная звездочка

Основными рабочими элементами швартовых механизмов, предназначенных для подтягивания и удержания судна у причала, являются гладкий цилиндрический барабан и турачка.

Механизмы, имеющие наряду с цепной звездочкой турачку, а в некоторых случаях и барабан, называются якорно-швартовыми и подразделяются на **брашпили** с горизонтальной осью вращения звездочек и турачек и **шпили** с вертикальной осью вращения звездочки и турачки.

В некоторых случаях на швартовых лебедках предусматривается возможность замены турачки якорной приставкой с цепной звездочкой. Все перечисленные механизмы располагаются на верхней палубе вместе с приводом и передачей.

В носовой части судна (чаще всего на грузовых судах) для спуска и подъема станковых якорей устанавливают брашпиль, имеющий две звездочки и две турачки (рис. 5.13). Брашпилем можно поднимать одновременно два якоря с половины расчетной глубины стоянки, которая для разных моделей якорно-швартовых механизмов составляет 65–100 м.

На судах с бульбообразными обводами носовых оконечностей, где клюзы широко разнесены по бортам, устанавливаются полубрашпили или шпили правого и левого исполнения, имеющие по одной звездочке и турачке и индивидуальный привод.

На малых судах может устанавливаться один якорно-швартовый шпиль для поочередной отдачи и выбирания якорей правого и левого борта. При наличии на судне стоп-анкера его выбирают кормовым якорно-швартовым шпилем, грузовой или буксирной лебедкой.

Якорно-швартовые механизмы выполняют следующие операции.

1. *Отдачу якоря* посредством привода или свободным травлением якорь-цепи с подтормаживанием тормозом цепной звездочки. У ряда моделей механизмов предусматривается дистанционное управление тормозами цепных звездочек и автоматическое подтормаживание якорь-цепи. Для контроля за выполнением операции устанавливаются указатели скорости и счетчика длины вытравленной цепи;

2. *Съемку с якоря*, состоящую из подтягивания судна к якорю, отрыва якоря от грунта, подъема якоря и втягивания его в клюз. Для выполнения

этих операций возможна установка элементов автоматики, обеспечивающих автоматическую остановку механизма при вытравливании всей длины якорь-цепи, автоматическое снижение скорости при подходе якоря к клюзу, автоматическую остановку при входе якоря в клюз. Выбранный якорь удерживается затянутым ленточным тормозом звездочки и включенными палубными стопорами;

3. *Стоянку судна на якорю* на тормозе цепной звездочки. В этом случае тормоз выполняет роль предохранительного устройства. При рывках на волнении тормозной шкив проскальзывает относительно ленты, уменьшая нагрузку на цепь;

4. *Подтягивание судна к причалу* с помощью турачки.

Государственный стандарт устанавливает 14 моделей якорно-швартовых механизмов в зависимости от их типа и технических характеристик. По скорости выбирания якорной цепи механизмы делятся на три группы:

- с *нормальной скоростью* 0,17 м/с, устанавливаются на морских судах общего назначения;

- с *повышенной скоростью* 0,40 м/с, устанавливаются на кораблях и пассажирских лайнерах. Механизмы этой группы выполняются двухскоростными и имеют пониженную скорость 0,17 м/с для втягивания якоря в клюз;

- с *пониженной скоростью* 0,12 м/с для судов внутреннего плавания.

Якорно-швартовые механизмы выполняются:

- а) с электрическим приводом (преимущественно переменного тока напряжением 380 В, частотой 50 Гц, с переключаемым числом пар полюсов);

- б) с гидравлическим приводом.

Приводные двигатели якорно-швартовых механизмов снабжаются автоматическим нормально замкнутым тормозом, замыкающимся при прекращении подачи энергии к двигателю. При отсутствии электропитания или давления рабочей жидкости в гидросистеме двигатель может быть расторможен специально предусмотренным ручным устройством. Тормоз должен удерживать в неподвижном состоянии звездочку при действии в якорной цепи статического усилия, превышающего номинальное не менее чем в 1,3; 1,6 и 2,0 раза соответственно для механизмов первой, второй и третьей групп. У швартовых шпилей тормоз должен удерживать турачку в неподвижном состоянии при действии в канате статического усилия, превышающего номинальное тяговое усилие не менее чем в 1,5 раза.

Приводные двигатели якорно-швартовых механизмов должны обеспечивать следующие режимы работы.

1. Номинальный – основной режим, обеспечивающий расчетное тяговое усилие и скорость выбирания якорь-цепи при подтягивании судна к якорю во время его подъема. Эта часть операции происходит при наибольшей нагрузке и рассчитана на 30 мин у механизмов первой и третьей групп и на 15 мин у механизмов второй группы.

Предельное усилие в якорь-цепи возникает при отрыве якоря от грунта. В этот период электродвигатель должен развивать пусковой момент, а гидродвигатель – крутящий момент, который не менее чем вдвое превышает номинальный. Электродвигатель при этом останавливается и находится под током, а при остановке гидродвигателя происходит перепуск рабочей жидкости через предохранительный клапан. Двигатели рассчитываются на работу в этом режиме в продолжение не менее 30 с.

2. Выбор якорь-цепи с малой скоростью и пониженным тяговым усилием при втягивании якоря в клюз. Время работы на этом режиме не менее 3 мин.

3. Выбор швартовного каната с номинальным тяговым усилием и номинальной скоростью до 0,3 м/с у большинства моделей якорно-швартовных механизмов рассчитано на 30 мин. Номинальное тяговое усилие у разных моделей колеблется от 8 до 140 кН.

4. Выбор швартовного каната с малой скоростью, не превышающей 0,15 м/с, при работе вблизи причала с тяговым усилием на турачке не менее 0,75 номинального в течение 3–5 мин.

5. Выбор ненагруженного каната при условном расчетном тяговом усилии, равном 0,2 номинального, с повышенной скоростью 0,40–0,67 м/с в течение 10 мин.

Для некоторых моделей механизмов второй, четвертый и пятый режимы не предусматриваются.

Осуществление операций с помощью якорно-швартовных механизмов и выбор необходимого режима выполняются поворотом маховиков и перемещением рукояток на посту управления. Направление их движения регламентируется требованиями Регистра и государственных стандартов. Выбор якорь-цепи или швартовного каната осуществляется поворотом маховика управления по часовой стрелке или перемещением рукоятки на себя. Для травления якорь-цепи или швартовного каната органы управления перемещают в противоположном направлении. Затормаживание механизма осуществляется вращением маховика по часовой стрелке, при этом усилие на маховике ручного тормоза не должно превышать 0,65 кН для механизмов первой и второй групп и 0,5 кН – для механизмов третьей группы.

Рассмотрим конструкции и принцип действия якорно-швартовных механизмов, наиболее широко применяемых на морских судах.

5.3.1. Брашпили

По конструктивным особенностям привода и передачи брашпили подразделяются на три типа:

- с редуктором, состоящим из червячной и цилиндрической ступеней, турачками на грузовом валу и одним приводным двигателем;
- с редуктором, состоящим из конической и цилиндрических ступеней, турачками на промежуточном валу и одним приводным двигателем;

– с редуктором, отличающимся от предыдущего тем, что вместо конической первая ступень выполнена цилиндрической с подводом мощности от двух электродвигателей.

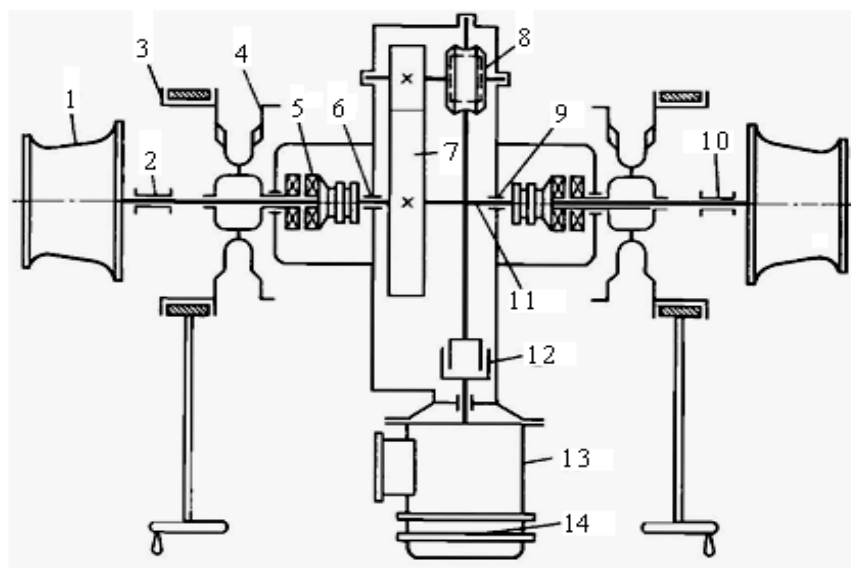


Рис. 5.13. Кинематическая схема брашпиля

Брашпиль первого типа (рис. 5.13) состоит из грузового вала 11 (рис. 5.14), двухступенчатого редуктора и электродвигателя 13, имеющего встроенный нормально замкнутый дисковый тормоз 14. Электродвигатель присоединен фланцем к корпусу редуктора.

Грузовой вал вращается в четырех подшипниках качения, два из которых 2 и 10 установлены в стойках фундаментной рамы и два 6 и 9 – в корпусе редуктора. Вал получает вращение через эластичную муфту 12, червячную передачу 8 и цилиндрическую передачу 7 с приводным колесом, сидящим на грузовом валу 11. Звездочки 4 посажены на валу свободно на подшипниках скольжения и соединяются с ним кулачковыми муфтами 5. Ленточный тормоз 3 удерживает звездочку от вращения при выключенных муфтах 5. Турочки 1 установлены на шпонках и вращаются на всех режимах работы электродвигателя.

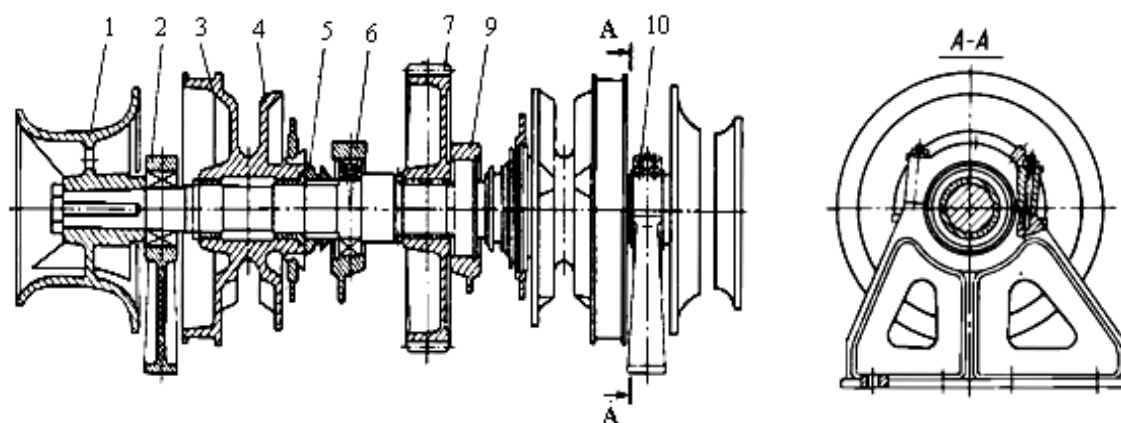


Рис. 5.14. Грузовой вал брашпиля
(обозначение позиций такое же, как на рис. 5.13)

Тормоза и муфты имеют ручное управление. Муфта включается поворотом маховика управления влево до отказа. Если при этом кулачки ведущей полумуфты не вошли во впадины полумуфты звездочки (из-за их несовпадения), грузовой вал следует стронуть электродвигателем в любую сторону и муфта включится под действием досылающих пружин. На звездочках установлены отбойники, предназначенные для отбивания звеньев цепи, заклинившихся между кулачками, и приводы указателей длины вытравленной цепи.

Для отдачи якоря электродвигателем снимают палубные стопоры, включают муфту и растормаживают ленточный тормоз звездочки, которая теперь удерживается дисковым тормозом электродвигателя до момента его включения. Другая муфта остается разобщенной, а ленточный тормоз удерживает ее звездочку относительно вращающегося вала. Аналогично производят отдачу второго якоря. Выбирание якоря выполняется при таком же положении органов управления. После его завершения затягивается ленточный тормоз звездочки и разобщается ее кулачковая муфта.

При отдаче якоря свободным травлением цепи муфты остаются выключенными, а управление отдачей осуществляется растормаживанием ленточного тормоза и его подтормаживанием для регулирования скорости травления цепи.

Включение и выключение кулачковых муфт производится при остановленном электродвигателе и заторможенных цепных звездочках.

Ленточный тормоз затягивают и отпускают при остановленном электродвигателе. Электродвигатель включается при разобщенных муфтах и заторможенных звездочках или при включенных муфтах и расторможенных звездочках.

Брашпиль второго типа (рис. 5.15) с одной цепной звездочкой 11 и турачкой 2 на промежуточном валу редуктора приводится от электродвигателя через эластичную муфту 6. Редуктор брашпиля состоит из трех ступеней цилиндрических шестерен с косозубой нарезкой и одной ступени прямозубых шестерен. От шестерни 3, жестко сидящей на валу подвода мощности, через две пары заблокированных шестерен 1, 16 и 4, 5, свободно сидящих на валах, вращение передается на шестерни 15 и 7 промежуточного вала. Прямозубые колеса 7 и 8 образуют последнюю ступень привода грузового вала, на котором свободно насажена цепная звездочка 11.

Валы редуктора и свободно сидящие на них шестерни вращаются на подшипниках качения. Шестерни и их подшипники смазываются разбрызгиванием. Подшипники валов и звездочка 11 с тормозным шкивом 10 смазываются консистентной смазкой. Ведущая полумуфта 9 перемещается ручным приводом по шестигранному профилю грузового вала и своими кулачками входит в прорези полумуфты звездочки 11. При несовпадении кулачков и впадин их совмещают срабатыванием рабочего вала электродвигателем и дожимают ручным приводом, так как муфта не имеет досылающих пружин.

Брашпиль снабжен *счетчиком* длины вытравленной цепи, *привод ко-*
140

торого осуществляется от звездочки 11 через цилиндрические шестерни 14 и червячную передачу 13, соединенную с гибким валом 12. Счетчик размещается в колонке переключателя управления, расположенной рядом с командоконтроллером. В корпусе колонки переключателя управления установлен тахогенератор 23, получающий вращение от гибкого вала 12. Функциями тахогенератора являются измерение скорости свободной отдачи якорь-цепи и управление электрогидравлической системой торможения с целью ограничения скорости отдачи, которая не должна превышать 5 м/с.

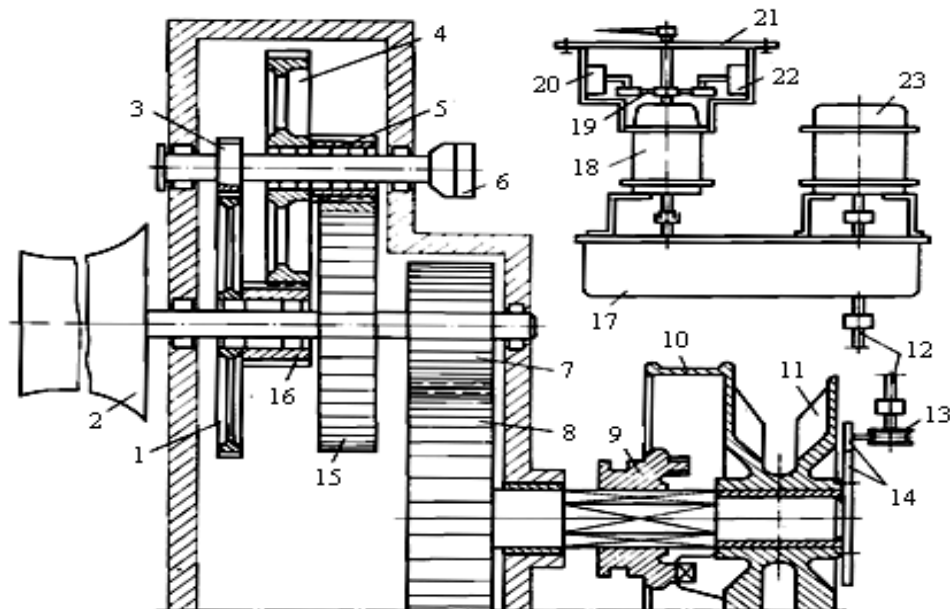


Рис. 5.15. Схема башпиля с одной цепной звездочкой

Параллельно с тахогенератором через редуктор 17 с большим передаточным числом приводится сельсин-датчик 18. Поворот его выходного вала и стрелки фиксирует на шкале 21 длину вытравленной цепи в метрах и смычках. Сельсин-датчик 18 электрической цепью связан с сельсином-приемником указателя длины вытравленной цепи, находящимся на мостике. Переключение управления с местного на дистанционное производится переключателем, расположенным на лицевой стороне колонки.

На выходном валике сельсина-датчика установлен кулачок 19, воздействующий при повороте валика на конечные выключатели 20 и 22, один из которых включает гидравлическую систему торможения звездочки при выходе из цепного ящика последнего звена цепи. Другой конечный выключатель автоматически переключает электродвигатель со II ступени скорости (18 м/с) на I ступень (9 м/с) при втягивании якоря в клюз.

Тормозной шкив 10 звездочки 11 охвачен ленточным тормозом (рис. 5.16), который может управляться вручную маховиком 4 с местного поста управления или дистанционно с помощью гидроцилиндра 7. Один конец разрезной ленты 1 осью 10 соединен со штоком гидроцилиндра 7, две пружины которого смещают поршень вправо на затормаживание. Отдача тормоза происходит под воздействием давления масла. Другой конец тормозной ленты осью 6 соединяется со сдвоенным рычагом 5 и с двумя

шатунами 9. Рычаг 5 шарнирно установлен на цапфах 8 гидроцилиндра. При вращении маховика 4 вправо резьбовая часть тяги 3 ввертывается в гайку 2, верхний конец рычага 5 перемещается влево, поворачиваясь на цапфах 8 и прижимая ленту к тормозному шкиву. Шатуны 9 передают тормозное усилие на фундаментную раму. При вращении маховика 4 влево рычаг 5 ослабляет натяжку тормозной ленты.

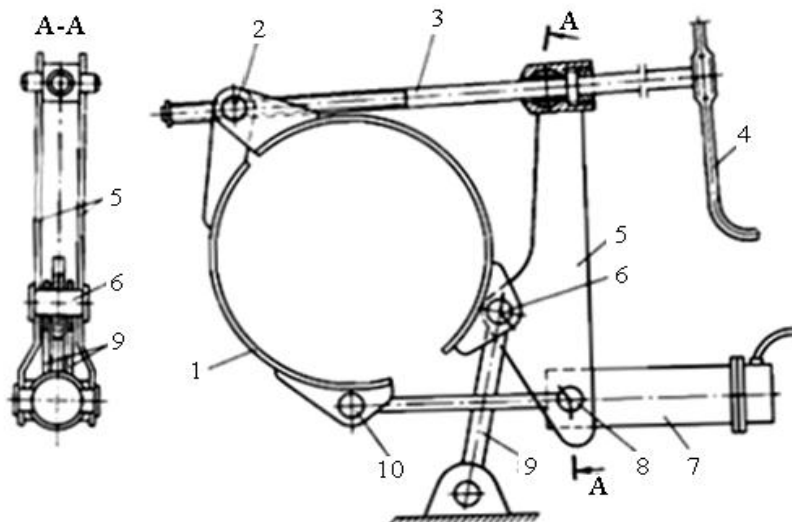


Рис. 5.16. Ленточный тормоз брашпиля

Перед переходом на управление с помощью гидропривода тормоз необходимо затянуть ручным приводом.

Гидравлическая система дистанционного управления тормозами звездочек (рис. 5.17) состоит из насосной станции и щита с элементами гидравлики, размещенных под палубой полубака, и гидроцилиндров 1, расположенных на палубе.

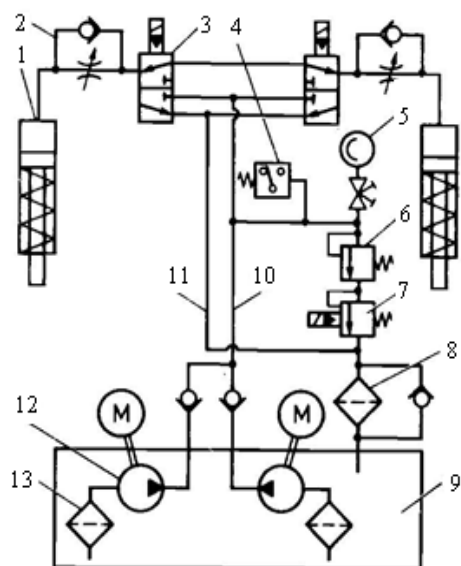


Рис. 5.17. Схема гидравлической системы тормозного устройства брашпиля

Насосы 12 с сетчатыми фильтрами 13 на всасывающих трубопроводах установлены в баке 9. Один из насосов является резервным. Через нагнетательный трубопровод 10 масло от насосов поступает к золотниковым распределителям 3 с электрогидравлическим управлением. Верхняя позиция распределителей соответствует подаче масла через невозвратные клапаны 2 в гидроцилиндры 1 и растормаживанию звездочки. В нижней позиции распределителей 3 масло из гидроцилиндров вытесняется поршнями под действием пружин в сливной трубопровод 11,

при этом происходит затормаживание звездочек. Дроссельные клапаны 2 предназначены для регулирования скорости торможения.

При отсутствии управляющего сигнала распределители 3 находятся в нижней позиции и насосы работают на бак: масло из трубопровода 10 через переливной клапан 6, нормально открытый управляемый переливной клапан 7 и фильтр тонкой очистки 8 направляется на слив. Клапан 6 поддерживает до себя давление 2 МПа, при котором реле давления 4 включает сигнальную лампу готовности системы к действию. С подачей управляющего сигнала на один из распределителей 3 он переключается в верхнюю позицию, пропуская масло к гидроцилиндру 1. Одновременно управляющий сигнал включает переливной клапан 7, настроенный на 5,5 МПа. После этого давление в трубопроводе 10 и гидроцилиндре 1 возрастает до суммарного значения настройки клапанов 6 и 7, равного 7,5 МПа, что соответствует рабочему давлению. Давление в напорной магистрали контролируется по манометру 5.

Пульт дистанционного управления отдачей якоря на ходовом мостике оборудован кнопками пуска и остановки насосов. При работе насосов на пульте загораются зеленые лампы, при готовности системы к действию – желтые. Нажатием кнопки "отдача якоря" производится растормаживание звездочки. Кнопка удерживается до конца отдачи якорь-цепи, при этом регулирование скорости отдачи подтормаживанием автоматически берут на себя тахогенератор и электрогидравлическая система управления. Контроль за скоростью и длиной вытравленной цепи осуществляется по указателям на пульте.

Для выполнения операций по дистанционной отдаче якоря брашпиль должен быть предварительно подготовлен, а якорь выведен из клюза с местного поста управления.

Обслуживание гидросистемы осуществляется с учетом следующих особенностей. После заливки масла в бак заполнение системы и спуск воздуха производятся в следующем порядке. Включив один из насосов и отвернув воздушные пробки на гидроцилиндрах, переключают золотниковые распределители на растормаживание. При появлении из отверстий гидроцилиндров струи масла без пузырьков воздуха пробки заворачивают. Сделав несколько переключений распределителей, вновь спускают воздух из системы. Операцию повторяют с пуском второго насоса, после чего доливают масло в бак.

Для проверки герметичности системы дистанционно растормаживаются оба тормоза, а переливной клапан 7 настраивается на давление в системе 11,5 МПа. Убедившись в отсутствии утечек, клапан настраивают на исходное давление в системе 7,5 МПа.

Лампа, сигнализирующая готовность системы к действию, не загорится при неработающем насосе, не выключенной муфте звездочки, заедании переливного клапана 6 и перегорании нити накаливания лампы.

Дистанционное управление тормозом может не сработать при недостаточном напряжении в цепи управления золотниковым распределителем, низком давлении в гидросистеме или поломке пружины гидроцилиндра.

5.3.2. Шпили

Якорно-швартовные шпили, устанавливаемые на некоторых судах, могут быть одинарными с независимым приводом или соединенными с общим редуктором, обеспечивающим совместную или раздельную работу от двух или от одного двигателя. Одинарные якорно-швартовные шпили выполняются *однопалубными* (рис. 5.18) и *двухпалубными*. У первых на палубе располагается головка шпиля, состоящая из звездочки и турачки, а непосредственно под палубой – привод и передача. У *двухпалубных* шпилей привод и передача располагаются на нижележащей палубе.

Швартовные шпили с головкой, состоящей из турачки могут быть однопалубными и двухпалубными. Двигатель у однопалубных швартовных шпилей некоторых моделей располагают в турачке. Такие шпили называются *безбаллерными* (рис.5.19).

Однопалубный якорно-швартовный шпиль (рис. 5.18) состоит из турачки 3 и звездочки 13, образующих головку, расположенную на верхней палубе, и электропривода 18 с двухступенчатой редукторной передачей 16, 17, расположенных под палубой.

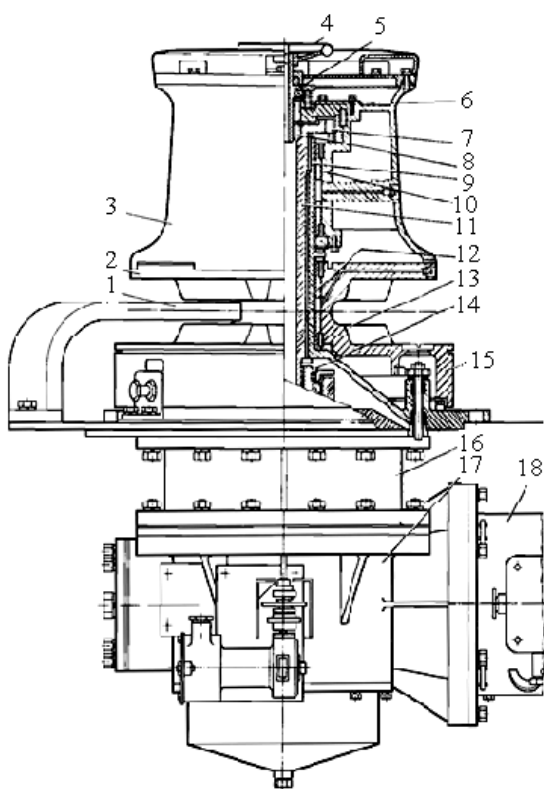


Рис. 5.18. Однопалубный якорно-швартовный шпиль

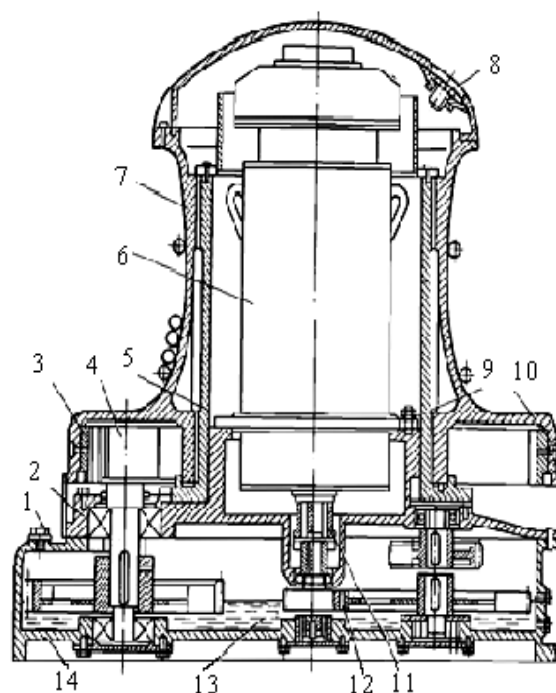


Рис. 5.19. Безбаллерный шпиль

Звездочка и турачка установлены на неподвижном палубном стакане 9 на подшипниках скольжения 12 и 10, смазываемых консистентной смазкой. Вал 11, получающий вращение от выходного вала 14 редуктора, передает его на турачку 3 через зубчатую муфту 7. Кулачковая муфта 2 соединяет турачку 3 со звездочкой 13. Включается и выключается муфта враще-

нием маховика 4, винт которого перемещается по резьбе втулки 8 вала 11, а гребень 5 через подшипники качения перемещает турачку вдоль зубьев муфты 7. Пружина 6 является досылающей. Звездочка имеет отбойник цепи 1 и тормозной шкив 15. Колонка с маховиком ручного управления тормозом и командоконтроллером располагаются рядом со шпилем. Привод шпиля осуществляется от электродвигателя 18 через червячный редуктор 17. Передачи и подшипники смазываются разбрызгиванием.

Якорно-швартовный шпиль с гидравлическим приводом имеет аналогичную конструкцию головки и приводится от нерегулируемого аксиально-поршневого быстроходного гидромотора.

В безбаллерном швартовном шпиле (рис. 5.19) электродвигатель 6 расположен внутри турачки 7, а корпус редуктора 14 служит фундаментной рамой. Опорный стакан 5, установленный на крышке 2 и прикрепленный к ней шпильками, воспринимает радиальные и осевые усилия свободно сидящей на нем турачки 7. Привод турачки осуществляется от электродвигателя 6, закрепленного шпильками 9 на втулке крышки 2 через зубчатую муфту, ведущая полумуфта 11 которой сидит на валу электродвигателя, а ведомая выполнена заодно с валом-шестерней 12.

Через три пары косозубых шестерен, расположенных в масляной ванне 13, вращение передается на выходной вал с прямозубой шестерней 4, входящей в зацепление с зубчатым венцом 3 турачки. Шестерня 4 и венец 3 смазываются пресс-масленками 10, расположенными по окружности венца, подшипники скольжения турачки – маслом, заливаемым через пробку 8. Масло в корпус 14 редуктора заливается через пробку 1. Спуск масла производится через пробку в нижней части боковой поверхности корпуса редуктора. Предусмотрена возможность спуска конденсата из полостей электродвигателя 6 через специальные трубки. Для осмотра зубчатых колес и обслуживания клеммной панели, силовой кабель к которой подводится в трубе через поддон корпуса 14, имеются три лючка со съемными крышками на корпусе редуктора и турачки.

5.3.3. Швартовные лебедки

Швартовные лебедки бывают *простые и автоматические*. Автоматические лебедки применяют на танкерах и судах для перевозки навалочных грузов, то есть судах, у которых во время погрузочно-разгрузочных операций быстро изменяется осадка, что требует частых перешвартовок. *При наличии автоматических швартовных лебедок стравливание или вбирание швартовов происходит автоматически, так как лебедка поддерживает постоянное натяжение швартовного троса.*

Автоматические швартовные лебедки выполняются с электрическим или гидравлическим приводом.

Автоматическая швартовная лебедка с электроприводом фирмы «Товимор» (ПНР) (рис. 5.20) состоит из швартовного барабана 12 и турач-

ки 7, приводимых электродвигателем 17 через редуктор 23. Швартовный барабан свободно сидит на пустотелом валу-водителе 10 и рабочем валу 13 и соединяется с последним кулачковой муфтой 15, подвижная полумуфта которой перемещается рукояткой 16 по валу шестигранной формы. Ленточный тормоз 14 удерживает барабан от вращения при выключенной кулачковой муфте. Турачка 7 жестко сидит на рабочем валу и вращается на всех режимах работы швартовной лебедки. *Предусматривается возможность установки якорной приставки вместо турачки.*

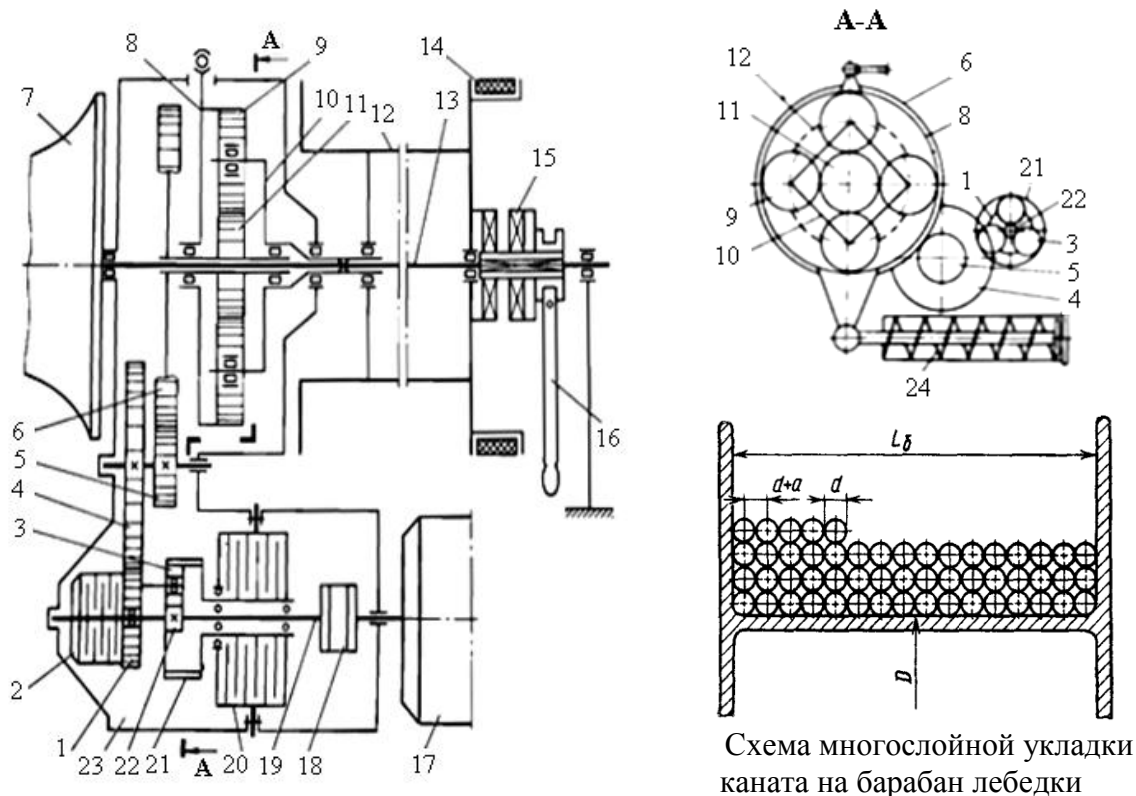


Рис. 5.20. Автоматическая швартовная лебедка с электроприводом фирмы «Говимор»

Редуктор 23 двухскоростной, может работать в номинальном и ускоренном режимах. Последний используется для выбирания ненагруженного каната. Электродвигатель 17 с переключением числа пар работающих полюсов имеет три частоты вращения для каждого из указанных режимов работы редуктора.

Управление электродвигателем 17 и редуктором 23 в ручном режиме осуществляется от колонки командоконтроллера (рис. 5.21). Ручной или автоматический режим работы устанавливается переключателем 6, расположенным на боковой стенке колонки. Для работы швартовного барабана в режиме ручного управления необходимо включить кулачковую муфту 15 (см. рис. 5.20) и отпустить тормоз 14. Исходное положение рукоятки 3 (см. рис. 5.21) командоконтроллера соответствует положению "стоп", отклонение рукоятки влево соответствует режиму "травить", вправо – "выбирать". Каждый из указанных режимов имеет три скорости, включаемые рукояткой последовательно.

Включение редуктора на нужный режим работы производится рукоят-

кой 2. Исходное положение рукоятки соответствует включению редуктора на номинальный режим работы, отклонение рукоятки влево и удержание ее в этом положении приводят к переключению редуктора на ускоренный режим. Отпущенная рукоятка 2 возвращается пружиной в исходное положение.

Кнопка безопасности 1 служит для экстренной остановки электродвигателя. Сигнальная лампа 4 загорается при перегрузке, сигнальная лампа 5 – при включении автоматического режима.

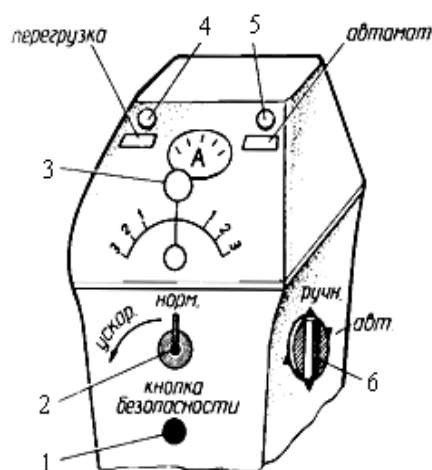


Рис. 5.21. Колонка командо-контроллера лебедки

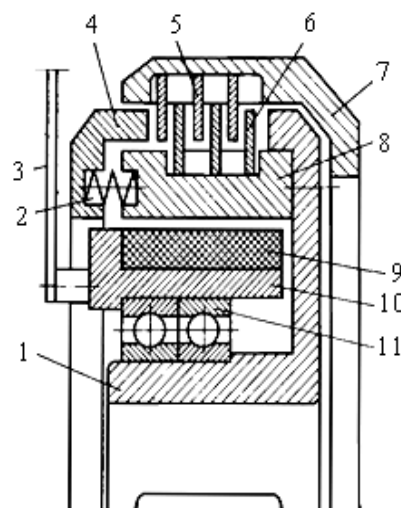


Рис. 5.22. Электромагнитная дисковая муфта

В автоматическом режиме управление лебедкой осуществляется командоконтроллером, встроенным в корпус редуктора. Командоконтроллер автоматически включает электродвигатель на режим "травить" при увеличении натяжения каната и на режим "выбирать" при уменьшении натяжения по сравнению с заданным на 20–30 кН и останавливает электродвигатель при достижении заданного усилия натяжения.

Для работы турачкой необходимо включить тормоз 14 (см. рис. 5.20) и разобить муфту барабана 15. Переключатель 6 (рис. 5.21) установить на ручной режим работы.

Редуктор 23 (см. рис. 5.20) смонтирован в литом корпусе и представляет собой четырехступенчатую зубчатую передачу. Первая ступень (планетарная передача 21, 22, 3 с дисковой электромагнитной муфтой 2 и дисковым электромагнитным тормозом 20) обеспечивает включение номинального или ускоренного режима. Вторая и третья ступени состоят из косозубых цилиндрических шестерен 1, 4, 5, 6. **Четвертая планетарная ступень 8, 9, 10, 11 передает крутящий момент на рабочий вал 13 лебедки и выполняет функцию силоизмерительного устройства. Это устройство измеряет значение усилия, на которое натяжение каната отклоняется от заданного, и передает механический управляющий сигнал на командоконтроллер автоматического режима.**

Электромагнитная дисковая муфта (рис. 5.22) ступицей 1 устанавливается на валу первой ступени редуктора на шпонке или шлицах. К ступице

крепится втулка 8, в пазах которой в осевом направлении могут перемещаться внутренние фрикционные диски 6. С ними чередуются наружные диски 5 корпуса 7, на который при сжатых дисках передается крутящий момент. Сжатие дисков выполняется якорем 4 под действием электромагнитного поля катушки 10 с обмоткой 9. Катушка установлена на ступице на подшипниках 11 и токоподводящим устройством 3 удерживается от вращения. При отсутствии питания якорь 4 отжимается пружинами 2, сжатие пластин ослабевает.

Остаточный крутящий момент в выключенном положении составляет (0,5–3,0) % номинального. Муфта, разомкнутая при отсутствии питания в катушке электромагнита, называется нормально разомкнутой.

Дисковый фрикционный тормоз 20 (см. рис. 5.20) имеет аналогичный принцип действия, но является нормально замкнутым: при отсутствии питания фрикционные пластины сжимаются сильными пружинами, воздействующими на них через якорь, и тормоз удерживает от вращения зубчатый венец 21.

В номинальном режиме дисковая муфта 2 разомкнута, а тормоз 20 замкнут, так как питание к обмоткам катушек не подводится. Вращение от электродвигателя 17 через эластичную муфту 18 передается на центральную шестерню 22 и три сателлита 3, которые оббегают по зубьям заторможенного венца 21 и вращают шестерню 1, являющуюся водилом планетарной передачи. Вращение через вторую и третью ступени передается на пустотелый вал шестерни 6 и сидящую на нем центральную шестерню 11 планетарной передачи четвертой ступени. Зубчатый венец 8 этой передачи удерживается от вращения пружиной 24 силоизмерительного устройства. Вращение от центральной шестерни 11 передается четырем сателлитам 9, оббегающим по зубьям венца 8 в сторону, противоположную их вращению. Сателлиты 9, перемещаясь поступательно, вращают водило 10 и жестко соединенный с ним рабочий вал 13 лебедки.

При включении ускоренного режима питание подводится к электромагнитам муфты 2 и тормоза 20, при этом муфта будет замкнута, а тормоз разомкнут. Шестерня-водило 1 соединяется с валом 19 и выключит планетарную передачу, поскольку шестерни 22 и 1, вращаясь с одинаковой частотой, будут переносить сателлиты 3 по кольцевой орбите без вращения вокруг своих осей. Вместе с сателлитами будет вращаться зубчатый венец 21. Таким образом все элементы передачи оказываются жестко связанными между собой, и ее передаточное число становится равным единице. При неизменном передаточном числе второй, третьей и четвертой ступеней частота вращения барабана 12 и турочки 7 увеличивается.

Автоматическая швартовная лебедка с гидравлическим приводом ЛЭГША–6 (рис. 5.23) отечественного производства состоит из барабана 4, цапфы которого вращаются в подшипниках качения, расположенных в корпусе 1 двухступенчатого цилиндрического редуктора и стойке 5, установленных на фундаментной раме 7. Турочка 10 и барабан 4 могут разобщаться с грузовым валом кулачковой муфтой, управляемой маховиком 15.

На барабан 4 воздействует ленточный тормоз, управляемый гидравлически и вручную от маховика 11.

Привод лебедки осуществляется двумя аксиально-поршневыми гидромоторами 9, один из которых обеспечивает режим выбирания и травления ненагруженного каната со скоростью 0,87 м/с. При увеличении усилия натяжения каната автоматически включается в параллельную работу второй гидромотор, тяговое усилие на барабане удваивается, а скорость каната уменьшается до 0,4 м/с в номинальном режиме и до 0,33–0,033 м/с в режиме малой скорости.

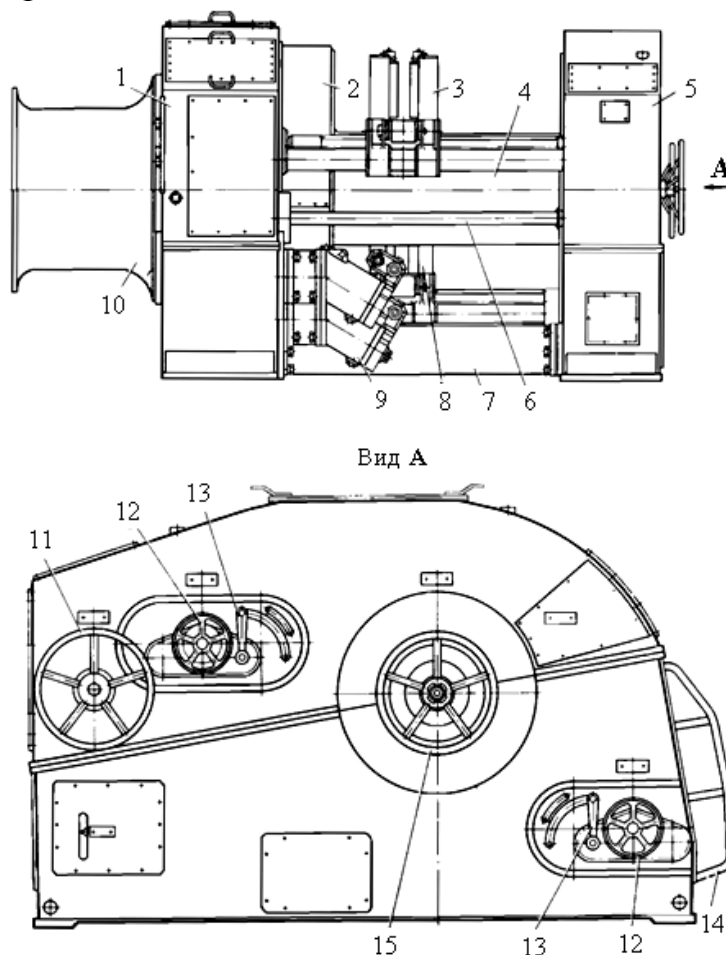


Рис. 5.23. Автоматическая швартовная лебедка с гидравлическим приводом ЛЭГША–6

Турачка постоянно работает с приводом от двух гидромоторов, обеспечивая скорость выбирания каната 0,03–0,5 м/с. В некоторых модификациях лебедки турачка отсутствует или вместо нее устанавливается якорная приставка.

Два канатоукладчика 3 и 8 обеспечивают подачу швартовного каната на оба борта. Канатоукладчики имеют привод от цепной передачи. Для установки каретки канатоукладчика поворотом рукоятки 13 ее отключают от привода, вращением маховика 12 вручную устанавливают против свободного конца каната и поворотом рукоятки 13 вновь подключают к приводу. Схема многослойной укладки каната на барабан показана на рис. 5.20.

Ролик ограждения 6 и кожух 2 предохраняют от воздействия ненагруженного каната на гидромоторы и трубопроводы. Для доступа к смотровым лючкам установлен трап 14. На корпусе редуктора имеется шкала (на рис. 5.23 не показана), которая вращением рукоятки устанавливается на допустимую длину вытравленного каната, при достижении которой включается звуковая и световая сигнализация.

В автоматическом режиме лебедка поддерживает натяжение швартовного каната с усилием 80, 130 и 200 кН.

5.4. Техническое использование якорно-швартовных механизмов

Выполнение якорных и швартовных операций требует от обслуживающего персонала строгого соблюдения определенной последовательности действий и правил техники безопасности. К проведению этих операций допускаются члены судового экипажа, прошедшие специальную подготовку и получившие соответствующие навыки под руководством опытных должностных лиц.

В процессе подготовки брашпиля (шпиля) к работе необходимо убедиться в его исправности, убрать посторонние предметы, мешающие работе механизма и движению каната (цепи), смазать трущиеся поверхности, привести в рабочее состояние масленки и проверить наличие масла в редукторе, проверить срабатывание тормозов и действие привода дистанционной отдачи якоря, проверить действие кулачковых (зубчатых) муфт. Обнаруженные дефекты необходимо устранить.

Во время действия брашпиля (шпиля) нужно следить за тем, чтобы не появлялись ненормальные стуки в механизме. При обнаружении неисправности механизм должен быть остановлен для выяснения и устранения причин ненормальной его работы. ***Запрещается касаться руками расторможенной якорной цепи и поправлять якорь во время втягивания его в клюз.***

Перед началом подъема якоря и особенно перед швартовными операциями член судового экипажа, выполняющий их, должен предварительно убедиться в исправности действия механизма опробованием «вхолостую», при этом следует убедиться, что цепная звездочка разобщена и только после этого, доложив старшему по вахте, что механизм в порядке, приступить к работе.

В походном положении якорная цепь должна находиться в цепном ящике, винтовые стопоры замкнуты, звездочки на брашпилье разъединены от кулачковой муфты, но заторможены ленточным тормозом. Швартовный канат должен быть сложен в бухту на специальной решетке или намотан на вьюшку.

Отдают, поднимают якорь и выбирают швартовный канат только по команде вахтенного начальника судна. При приближении якоря к клюзу в процессе его подъема надо уменьшить скорость цепи, чтобы избежать сильного удара и связанных с этим последствий.

Для обеспечения безопасности при эксплуатации якорно-швартовных механизмов необходимо соблюдать следующие правила.

*При стоянке судна у причала, на рейде и при движении судна якорь-цепь должна удерживаться ленточным тормозом звездочки и дополнительными стопорными устройствами. **Перед снятием стопоров следует убедиться, что ленточный тормоз затянут.***

Перед включением механизма следует убедиться, что пуск не угрожает безопасности людей. Для этого необходимо проверить:

- нет ли людей в цепном ящике, в районе движения цепи или швартовного каната. Убедиться, что под носовым подзором отсутствуют плавсредства и не проводятся работы;

- отсутствуют ли помехи, препятствующие пуску;

Пуск механизма выполняется только по команде лица, руководящего якорно-швартовными операциями. При отдаче якоря оператор должен быть в защитных очках, предохраняющих глаза от окалины.

При выполнении швартовных операций на барабан накладывают 3-4 шлага растительного каната и возможно большее число шлагов синтетического. Во время работы не допускать слабины и малого числа шлагов на барабане.

Запрещается:

- находиться на линии движения якорь-цепи и швартовного каната или вблизи от них;

- прикасаться к вращающимся частям механизма;

- крепить канаты на швартовных барабанах даже на короткое время;

- накладывать и снимать шлаг с вращающегося швартовного барабана;

- находиться и держать руки ближе 1 м к блокам и барабанам при работе со стальными и растительными канатами и ближе 2 м при работе с синтетическими канатами;

- гасить инерцию судна натяжением швартовных канатов;

- отдавать и крепить канаты при непогашенной инерции судна;

- выбирать швартовный канат, заведенный на бочку, если на ней есть человек;

- выбирать швартовный канат до того, как он сброшен со шлюпки; выбирать пробуксовывающий канат.

При пробуксовывании каната на барабане механизм следует остановить и наложить дополнительные шлаг.

5.5. Грузовые устройства

Грузовые устройства предназначены для выполнения погрузочно-разгрузочных работ судовыми средствами.

В состав грузовых устройств на сухогрузных судах входят грузовые стрелы или краны, механизмы закрытия грузовых люков и средства внутри трюмной механизации. На наливных судах роль грузовых устройств ис-

полняют насосы и трубопроводы, с помощью которых погружают и выгружают жидкий груз. На судах, перевозящих сыпучие грузы, древесную щепу и т. п., в состав грузовых устройств входят ленточные транспортеры, пневмопогрузчики и другие специальные устройства.

На пассажирских судах к числу грузовых устройств могут быть отнесены всевозможные лифты (для пассажиров, команды и багажа), а также устройства для погрузки на судно автомашин, багажа и провизии.

Грузовые стрелы бывают легкие, грузоподъемностью 1, 3, 5, реже 8–10 т и тяжеловесные – грузоподъемностью более 10 т. Грузоподъемность тяжеловесных стрел может достигать 200–300 т, однако наиболее распространенными являются тяжеловесные стрелы на 40–60 т. Грузовые стрелы устанавливаются на мачтах или грузовых колоннах.

Осмотры и проверки технического состояния грузовых устройств, не подлежащих надзору Регистра, проводятся комиссией, назначаемой приказом капитана, под председательством старшего механика и включающей общественного инспектора по охране труда. Все переносные грузоподъемные устройства и приспособления должны осматриваться один раз в 3 месяца и испытываться не реже одного раза в год нагрузкой, на 25 % превышающей номинальную. Результаты осмотров, проверок и испытаний фиксируются в специальных журналах.

При выполнении ежедневного ТО грузоподъемных механизмов проверяется состояние крепежных соединений механизмов, подверженных ослаблению в процессе вибрации, и выполняется их подтягивание.

При подготовке механизма к действию и еженедельных ТО осуществляется проверка их работы на холостом ходу. Для крана она заключается в раздельной проверке на подъем, спуск, изменение вылета стрелы и поворот в обе стороны до предельных положений с проверкой действия конечных выключателей.

5.6. Механизмы открытия (закрытия) грузовых люков

Грузовые люки представляют собой большие вырезы в палубах для погрузки и выгрузки. На твиндечных судах грузовые люки располагаются один над другим. Люки в верхней палубе ограждаются по всему периметру толстым вертикальным стальным поясом – комингсом высотой до 1 м, а в твиндеках – леерами. Грузовые люки оборудуются прочными водонепроницаемыми закрытиями, которые подразделяются на простые и механизированные.

Простые люковые закрытия состоят из съемных стальных бимсов, деревянных лючин и брезента. Бимсы закладываются в гнезда на продольных комингсах и служат опорами для лючин. Уложенные на бимсы лючины верхней палубы покрываются брезентом, который поджимается стальными шинами к комингсам и надежно заклинивается по периметру люка. Поперек каждого ряда лючин поверх брезента накладываются окованные деревянные шины и скрепляются с комингсом люка.

Люки в твиндеках обычно закрываются только лючинами. Простые люковые закрытия не обеспечивают достаточной надежности, особенно при больших размерах люков, а их снятие и установка на место требуют большой затраты времени и ручного труда. Поэтому все современные суда оборудуются механизированными люковыми закрытиями.

Механизированные люковые закрытия быстро и безопасно ставятся и снимаются грузовыми лебедками или специальными гидравлическими приводами. Они представляют собой металлические водонепроницаемые крышки и по способу их уборки подразделяются на *съемные, откатываемые и откидные*.

Съемные закрытия просты по конструкции и надежны в эксплуатации. Они представляют собой одну металлическую крышку, соответствующую размерам грузового люка, которую снимают и ставят на место грузовой стрелой. По-походному крышка закрепляется винтовыми задрайками, которые одновременно уплотняют резину, уложенную по периметру крышки, обеспечивая водонепроницаемость закрытия. Съемные закрытия применяются на судах с небольшими люками.

Откатываемые закрытия имеют тросовый привод от грузовой лебедки. Наиболее распространенным закрытием этого типа является закрытие системы Мак-Грегора (рис. 5.24а). Оно состоит из нескольких стальных коробчатых крышек (секций), которые для прочности с внутренней стороны подкреплены продольными и поперечными ребрами жесткости.

Крышки соединены между собой короткими цепями 4, тросами или металлическими стержнями-тягами. Водонепроницаемость закрытия обеспечивается резиновыми прокладками, уложенными в пазы люковых крышек, задрайками и клиновыми зажимами, которыми крышки плотно прижимаются к комингсам люков.

Имеется несколько конструкций люковых закрытий системы Мак-Грегора, отличающихся одна от другой в основном некоторыми деталями открывающего и подъемного устройств.

На рис. 5.24б показана схема закрытия системы Мак-Грегора с автономными опрокидывающимися крышками. Каждая крышка имеет с боковых сторон по два ведущих ролика 2 и по одному осевому роульсу с желобками 3 (рис. 5.24в). Ведущие ролики опираются на направляющие полки 1 комингса, по которым крышки могут перемещаться вдоль люка. Осевые роульсы выступают в стороны несколько больше, чем ролики, и при перемещении крышки вдоль комингса их желобки остаются за внешними краями направляющих полок. В конце полок к их наружным сторонам приварены вертикальные листы, имеющие скосы 5.

Открываются и закрываются трюмы при помощи тросовой передачи 7 от грузовой лебедки 8. Для отката крышек ходовой конец троса крепят за утку 10 ведущей крышки 9. При натяжении троса все крышки начнут откатываться на ведущих роликах по направлению тяги.

При подходе каждой крышки к концу направляющих полок ведущие ролики сходят с них, а направляющие роульсы наезжают своими желобка-

ми на скосы и поднимают крышку. Свисающая за поперечный комингс люка часть крышки под действием собственного веса поворачивает крышку на направляющих роульсах. После полного раскрытия люка все крышки займут вертикальное положение под роострами грузовой рубки.

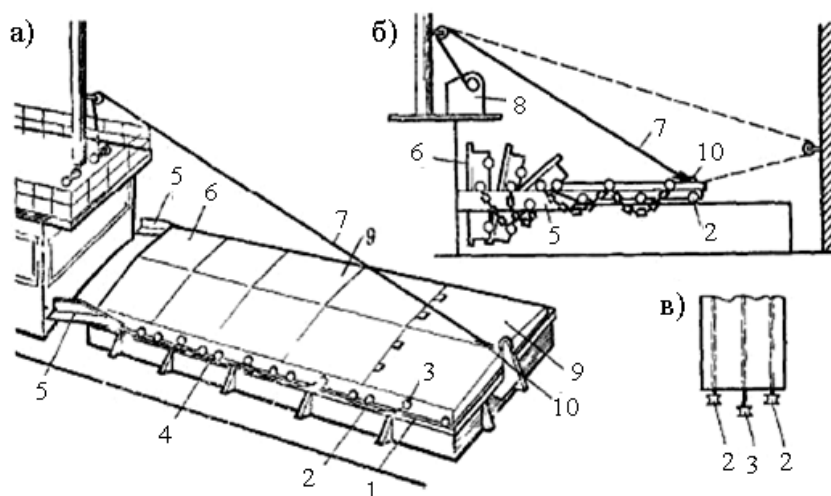


Рис.5.24. Откатываемое люковое закрытие системы Мак-Грегора:
а — общий вид закрытия; б — схема открытия и закрытия люка;
в — схема отдельной крышки

Для закрытия люка трос, закрепленный за утку последней крышки, надо выбирать либо лебедкой, расположенной по другую сторону люка, либо той же лебедкой, проведя трос через блок на противоположной стороне люка. При натяжении троса ведущая крышка потянет за собой остальные. Когда ведущая крышка дойдет до упора, первая крышка б займет горизонтальное положение. После этого трос переносят с ведущей крышки на первую и обтягивают, плотно прижимая крышки друг к другу. Для полного обжатия резинового уплотнения крышки прижимают одну к другой клиновыми зажимами, а к комингсу люка — винтовыми задрайками.

Перед открытием люка необходимо крышки немного приподнять, так как при горизонтальном перемещении плотно прижатых друг к другу крышек может повредиться резиновое уплотнение. Для подъема крышек закрытия имеются специальные приспособления различных конструкций.

Откидное закрытие в простейшем случае состоит из одной стальной крышки, закрывающей весь люк, шарнирно скрепленной с комингсом люка. При открытом люке крышка устанавливается и закрепляется в вертикальном положении. Для закрытия люков больших размеров применяются откидные закрытия, состоящие из нескольких откидных складывающихся крышек (рис. 5.25).

По количеству крышек закрытия бывают двух- и трехстворчатые или четырехстворчатые парные, откидывающиеся в обе стороны люка. Процесс открытия грузового люка выбором троса 1 и закрытия выбором троса 2 понятен из рис. 5.25.

Для подъема крышек и установки их на место наряду с тросовыми передачами от грузовой лебедки широко применяются механические люко-

вые закрытия с электрическим и гидравлическим приводом, смонтированным у комингса люка или в секциях самих крышек (рис. 5.26).

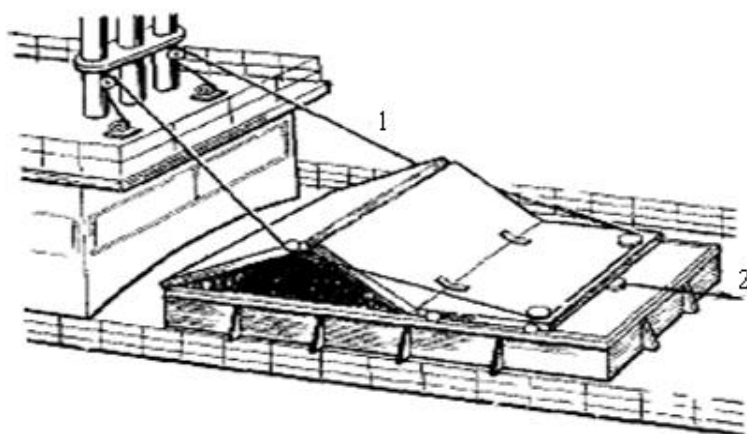


Рис. 5.25. Откидное трехстворчатое закрытие

Люки, приводимые в движение механически, двигаются на роликах по продольным комингсам и в конечном положении откидываются кверху и накладываются один на другой благодаря соответствующему расположению роликов. Для одновременного открытия или закрытия всех крышек они соединяются цепочкой, поэтому требуется потянуть только за одну крышку с помощью троса грузовой лебедки (рис.5.26б).

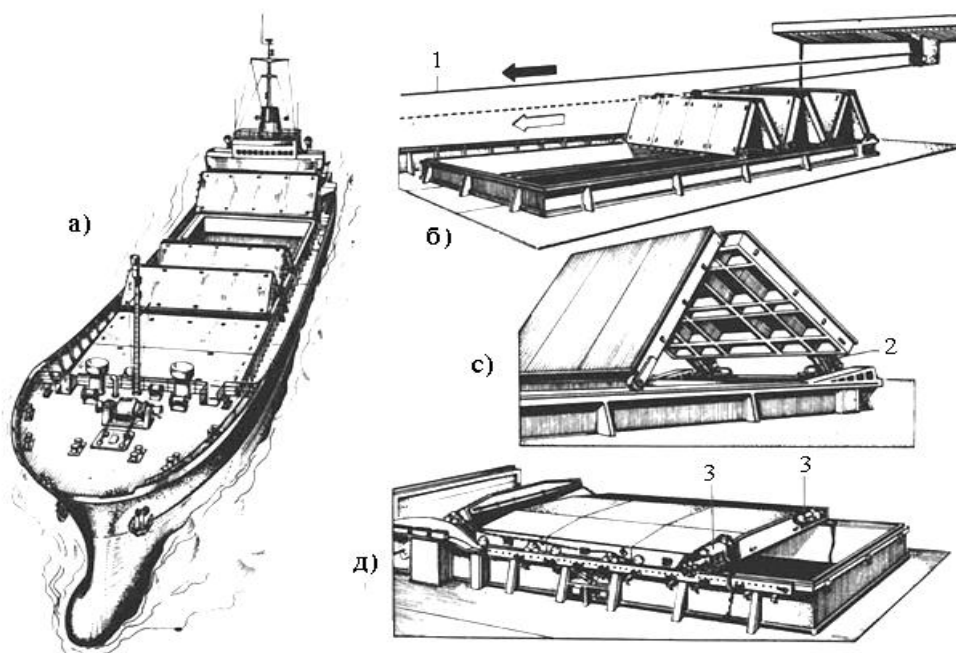


Рис. 5.26. Механическое люковое закрытие:

- а) – грузовое судно с гидравлическим приводом люковых крышек;
- б) – люковое закрытие (складная крышка) с тросовой тягой;
- в) – люковое закрытие (складная крышка) с гидравлическим приводом;
- г) – люковое закрытие с электроприводом.

1 – тросовая тяга к грузовой лебедке; 2 – гидравлический цилиндр;

3 – электродвигатель

Кроме троса используют также цепной привод с кнопочным управлением, приводимый в движение смонтированными на палубе *электрическими лебедками* или тихоходными *гидравлическими двигателями*, кото-

рые через бесконечный цепной канат закрывают и открывают люковое закрытие. В принципе способ работы независимо от вида двигателя всегда одинаков. Сила для открытия и закрытия крышки всегда направлена на ту крышку, которая находится дальше всего от места складывания крышек.

В настоящее время используют электродвигатели, встроенные в крышку (рис. 5.26д). В этом случае крышка с двигателем при помощи неподвижно закрепленных цепей перемещается вперед или назад по комингсу люка, закрывая или открывая при этом люк. Как и в указанных выше системах открытия люка, отдельные секции крышки соединены между собой посредством расположенных сбоку соединительных цепей или шарниров. В каждую крышку встроено по два редукторных двигателя, которые приводят в движение звездочки цепочек, расположенные на крышках сбоку. Закрепленные на продольном комингсе цепи обвивают эти звездочки или шестерни зубчатого колеса, заходят в выступы, расположенные рядами вдоль комингсов люков.

Складные люковые закрытия с гидроприводом (рис. 5.26с) напрямую приводятся в действие гидроцилиндрами для гарантии безопасности и правильной работы панелей. Из закрытой позиции цилиндры толкают конец панели, секция крышки складывается, и движущая панель, оборудованная колесами, идет по направляющим в открытую позицию, в которой крышки занимают минимум места. Люковое закрытия состоит из четырех крышек, складывающихся попарно. Каждая пара может управляться индивидуально (раскрытие может быть неполным). Закрытие оборудуется ручной и автоматической системой стопоров, фиксирующей крышки в закрытом положении. Также обычно крышки могут фиксироваться и в открытом положении при помощи полуавтоматических устройств.

Водонепроницаемость всех механических люковых закрытий достигается за счет резиновых уплотнений, поставленных по краям крышек и по стыкам. Резиновые уплотнения припрессовываются к уплотнительным шинам соседней крышки или уплотнительным полосам на опорном профиле. Этот способ уплотнения не зависит от вида привода крышки. Во избежание повреждений, которые могут возникнуть на резиновом уплотнении при скатывании крышки на люке, перед скатыванием крышка механически или гидравлически приподнимается на несколько сантиметров и после закрытия снова опускается. После опускания люковое закрытие вручную или автоматически принайтывается (крепится), поперечные швы крышки автоматически закрываются или принайтываются с помощью механизмов.

Современные люковые закрытия позволяют открывать и закрывать грузовые люки за несколько минут и при малых затратах труда. В открытом состоянии сдвинутые на одну сторону и поднятые стальные крышки занимают на палубе мало места. Такие люковые закрытия особенно хорошо показали себя в тропиках, где погрузочные работы часто прерываются из-за внезапного сильного дождя, когда надо срочно закрывать люки.

5.7. Шлюпочное устройство

Шлюпочное устройство на судне – это совокупность конструкций, приспособлений и механизмов, служащих для спуска шлюпок на воду, подъема их на борт и хранения на судне.

Шлюпочное устройство предназначено для спасения людей в случае гибели судна, а также для сообщения с берегом и другими судами во время рейдовой стоянки.

В состав шлюпочного устройства входят: *спасательные шлюпки, плоты и капсулы, рабочие шлюпки и разъездные катера*, число, конструкцию и вместимость которых определяют в зависимости от количества людей, размеров судна, характера и района плавания. Также в состав шлюпочного устройства входят *шлюпбалки*, служащие для быстрого и безопасного спуска и подъема спасательных шлюпок; *приспособления для хранения шлюпок и катеров по-походному* (кильблоки, найтовы, чехлы).

Спасательные шлюпки вмещают от 10 до 150 человек. Общее число мест в спасательных шлюпках, устанавливаемых на каждом борту, должно быть равно: на пассажирских, экспедиционных и промысловых судах – половине общего количества находящихся на судне людей; на прочих морских судах дальнего плавания – общему количеству мест на судне. В дополнение к шлюпкам, а иногда взамен части их (на пассажирских судах – до 25 % мест) устанавливают *надувные плоты*.

На морских судах неограниченного и ограниченного района плавания на каждом борту предусматривают по одной *моторной (дежурной) шлюпке* длиной не более 8,5 м для немедленного использования при падении людей за борт.

Спасательные шлюпки для обеспечения плавучести в случае попадания в них воды снабжают встроенными в корпус воздушными ящиками. Правила регламентируют: размеры спасательных шлюпок – длина должна быть не меньше 7,3 м (на малых судах – 4,9 м); вместимость – не более 150 человек и масса с людьми и снабжением – не более 20 т.

Шлюпки вместимостью до 30 человек допускается оборудовать гребным винтом с ручным приводом. Часть спасательных шлюпок (у грузовых судов – одну, у судов с большим количеством людей – по одной с каждого борта) снабжают мотором, обеспечивающим скорость не менее 6 узлов.

Шлюпки вместимостью более 30 человек делают только моторными. При этом спасательная шлюпка оборудуется двигателем внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия (дизелем). Двигатель имеет либо ручное пусковое устройство, либо пусковое устройство с приводом от двух независимых источников энергии: стартера, работающего от аккумуляторной батареи, устройства со сжатым воздухом или иного источника.

Пусковое устройство должно обеспечивать запуск двигателя при температуре окружающей среды -15°C в течение не более 2 мин с момента начала пуска.

Двигатель и относящиеся к нему устройства должны работать в любом положении во время опрокидывания шлюпки и продолжать работу после возвращения ее в прямое положение или автоматически останавливаться при опрокидывании, а затем вновь легко запускаться после возвращения шлюпки в прямое положение и откачки из нее воды. Конструкция топливной системы должна предотвращать утечки из двигателя топлива во время опрокидывания шлюпки, а утечка смазочного масла должна быть не более 250 мл.

Скорость спасательной шлюпки на переднем ходу на спокойной воде, когда она нагружена полным количеством людей и снабжения и работают все механизмы, которые приводятся в действие от двигателя, должна быть не менее 6 узлов. Запас топлива должен быть достаточным для обеспечения движения полностью нагруженной спасательной шлюпки со скоростью 6 узлов в течение не менее 24 ч

Спасательные шлюпки танкеров в отличие от шлюпок других судов приспособляют для безопасного плавания в течение не менее 10 минут в зоне горящих нефтепродуктов при температуре до 200 °С. Поэтому их делают закрытыми и оборудуют специальной системой орошения водой наружной поверхности. Танкерные шлюпки должны иметь мотор, позволяющий развивать скорость не менее 6 узлов. Запас сжатого воздуха на них должен обеспечивать в течение 10 мин пребывание людей и работу двигателя.

Все спасательные шлюпки снабжают веслами, парусом, мачтой, плавучим якорем, двумя топорами (в носу и корме), шлюпочным масляным фонарем, спичками, зажигающимися на ветру, ведрами с черпаками, осушительным насосом, запасом пресной воды (по 3 литра на человека), провизией (из расчета 5000 каллорий на человека), комплектом рыболовных принадлежностей, аптечкой с медикаментами и таблетками от морской болезни, химическими грелками (по одной грелке на 10 человек), индивидуальными спасательными средствами, компасом и т. д.

Наружная поверхность спасательной шлюпки, а также укрытия людей от непогоды, предусматриваемые на спасательных шлюпках и плотках, окрашивают в видимый днем ярко-оранжевый цвет.

В носовой части шлюпки с обоих бортов наносится надпись, указывающая размеры шлюпки, число людей, которые могут быть на ней размещены, и порт регистрации. Название судна, которому принадлежит шлюпка, и ее порядковый номер наносятся так, чтобы они были видны сверху.

Спасательные шлюпки следует располагать с таким расчетом, чтобы обеспечить безопасную посадку в них людей и спуск при крене судна на любой борт до 20° и дифференте до 10° в течение 30 мин (для пассажирских и промысловых судов неограниченного района плавания).

Спасательные шлюпки, рабочие шлюпки и катера устанавливают на открытых палубах, но не ближе чем на 1/4 длины судна от форштевня в защищенных от действия волн местах.

При расположении спасательных шлюпок в корме расстояние от ах-

158

терштевня кормовой шлюпки до лопастей гребных винтов (так как в этом районе спускать шлюпки небезопасно) не должно быть меньше полуторной длины шлюпки.

Спасательные шлюпки спускают с помощью шлюпбалок разных типов. Они бывают *поворотные* (или радиальные), *заваливающиеся* и *гравитационные*.

У *поворотных шлюпбалок* вываливание шлюпки происходит в результате манипуляции со шлюпбалками и шлюпкой вручную.

Поворотные (радиальные) шлюпбалки считают устаревшими, и их применяют только на малых судах или для рабочих шлюпок.

Заваливающиеся шлюпбалки предназначены для спуска спасательных шлюпок спусковой массой до 2300 кг. У шлюпбалок заваливающегося типа вываливание шлюпки происходит в результате заваливания шлюпбалки с помощью винтового привода.

Особенностью наиболее распространенных гравитационных шлюпбалок является то, что вываливание шлюпки происходит под действием силы тяжести после отдачи стопоров (рис. 5.27 – 5.28). Эти шлюпбалки отличает быстрота вываливания шлюпки (не более 2 мин), а также надежная работа в условиях антикрена до 20°. Поэтому на пассажирских, наливных судах вместимостью более 1600 рег. т и на промысловых судах применяют только гравитационные шлюпбалки.



Рис. 5.27. Шлюпка, закрепленная на гравитационных шлюпбалках



Рис. 5.28 Крепление шлюпки к шлюпбалке

Гравитационные шлюпбалки подразделяют на *скатывающиеся* (скользящие), у которых стрела с подвешенной к ней шлюпкой перемещается по направляющим станины на роликах, вываливая при этом шлюпку, и *шарнирные*, вываливающие шлюпку за счет поворота вокруг шарнира, расположенного у нижнего конца шлюпбалки.

Разновидностью шарнирной шлюпбалки является двухшарнирная. При вываливании шлюпки она сначала вращается вокруг заднего шарнира, а затем – вокруг переднего, благодаря чему увеличивается вылет шлюпбалки. Дальнейшим усовершенствованием этого типа шлюпбалки являются четырехшарнирные шлюпбалки.

Каждую пару шлюпбалок обслуживает одна шлюпочная лебедка с ручным или механическим приводом.

Механические шлюпочные лебедки бывают *безмоторные* (со специальным барабаном с тросом, свободный конец которого через канифас-блоки проводится на швартовный барабан грузовой лебедки, шпиля или брашпиля) и *приводные* (с электрическим или пневматическим приводом). Иногда применяют двухбарабанные лебедки, обслуживающие по две пары шлюпбалок.

В последнее время появился принципиально новый тип спускового шлюпочного устройства: закрытая шлюпка устанавливается в корме судна на наклонном спусковом устройстве, расположенном, как правило, вдоль судна и вместе с находящимися в ней людьми свободно сбрасывается с него носом в воду (рис. 5.29).

Спуск шлюпки методом свободного падения с наклонной площадки имеет определенные преимущества перед спуском с помощью шлюпбалок: при спуске шлюпка не подвержена ударам о борт судна; она может быть спущена на воду на ходу судна; после сбрасывания шлюпка удаляется от судна на значительное расстояние, чем уменьшается риск ее попадания в разливы на воде горящие нефтепродукты.

При падении шлюпки и ударе ее об воду люди, находящиеся в ней, испытывают кратковременную перегрузку.



Рис. 5.29. Шлюпки, спускаемые методом свободного падения

Шлюпка оборудуется креслами, уменьшающими влияние динамических перегрузок на организм сидящих в них людей. Человек, находящийся в кресле, располагается спиной к направлению движения шлюпки при ее падении. Кресла подбиты мягким материалом для защиты туловища и бедер, снабжены подголовником и ремнями безопасности, которые должны надежно удерживать человека массой до 100 кг, даже когда шлюпка находится в перевернутом положении.

Кресла не должны мешать работе со средствами приведения шлюпки в движение и другим оборудованием.

Устройство, разобщающее шлюпку от наклонной плоскости, состоит из двух независимых систем, приводимых в действие изнутри шлюпки. Оно

должно быть защищено от случайного его использования.

Не рекомендуется надевать спасательные жилеты до тех пор, пока шлюпка не будет спущена на воду.

Шлюпка рассчитана на сбрасывание в воду с неработающим двигателем при дифференте судна до 10° и крене на любой борт не менее 20° .

Шлюпка должна быть достаточно прочной, чтобы, когда она закреплена на спусковом устройстве, выдерживать нагрузку, в 1,5 раза превышающую ее вес вместе с полным количеством людей и снабжения, а также силы, действующие на нее во время спуска свободным падением с полным количеством людей и снабжения с высоты, в 1,3 раза превышающей допустимую высоту.

Рабочие шлюпки (одна-две на судно) служат для связи с берегом или с судами, стоящими на рейде, заводки вспомогательных якорей и других работ около судна. Они вмещают всего лишь несколько человек и по размерам значительно меньше спасательных шлюпок. На крупных морских судах кроме рабочих шлюпок для тех же целей используют катера.

Рабочие шлюпки и катера спускают на воду с помощью шлюпбалок или обычными грузовыми кранами. Крепят шлюпки по-походному на *ростр-блоках* (опорах), у которых опорная часть выполнена по форме обвода и обита мягкой войлочной подушкой, обшитой парусиной.

Для быстрой отдачи шлюпочных найтовов в них включают глагольгаки. Найтовы, крепящие шлюпки к гравитационным шлюпбалкам, отдаются автоматически, одновременно с отдачей стопора шлюпбалки.

Спасательные надувные плоты, заменяющие шлюпки (минимальная пассажировместимость 5 чел.), спускают на воду специальными кранами на одном шкентеле (рис. 5.30). Кран разворачивается в сторону борта, плот крепится к тросу, выносится за борт и автоматически надувается; после того как пассажиры займут места на плоту, начинается его спуск на воду со скоростью 30–40 м/мин (спускать можно при крене до 15°).

Спускаемый плот должен выдерживать удары о борт судна и сбрасывание в воду с высоты не менее 3 м, не получая при этом повреждений.



Рис. 5.30. Спускаемый надувной спасательный плот

Спущенный на воду плот автоматически (при уменьшении натяжения шкентеля) освобождается, и так поднимается вверх для спуска следующего плота.

Спасательные надувные плоты, установленные сверх предусмотренных правилами обязательных шлюпок с достаточным количеством мест, можно не спускать, а сбрасывать на воду; сброшенный на воду плот автоматически надувается.

Раздел 6. СУДОВЫЕ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6.1. Общие сведения о морской воде

Солесодержание (ионный состав) воды во всех океанах практически одинаков. Поэтому в дальнейшем под термином "морская вода" будем понимать воду океанов, ионный состав которой приведен в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Ионный состав океанской воды, мг/л [6]

Катионы	По С. П. Бру- евичу	По данным гидрографи- ческой лаборатории в Копенга- гене	Анионы	По С. П. Бру- евичу	По данным гидрографи- ческой лаборатории в Копенга- гене
Na ⁺	11030	10768	Cl ⁻	19833	19360
Mg ²⁺	1329	1297	SO ₄ ²⁻	2767	2702
Ca ²⁺	418	408	F ⁻	1,2	—
K ⁺	397	387	HCO ₃ ⁻	146	142
Sr ⁺	13,9	—	Br ⁻	67	—
			H ₃ BO ₃ [*]	27,2	—
Всего	13188	12860	Всего	22840	22204
Примечание: 1. Общее солесодержание 36031–35145 мг/л ; 2. Плотность при 20 °C 1,0248–1,0243 кг/м ³ ; 3. Водородный показатель pH = 7,5–8,4; * H ₃ BO ₃ – недиссоциированы					

Среди главных ионов особое место занимают ионы Na⁺ и Cl⁻, которые составляют 85,5 % солей в океанской воде. Учитывая постоянство солевого состава и доминирующее положение хлоридов, для характеристики общего солесодержания принято пользоваться только одним показателем – содержанием хлор-ионов, которое определяется значительно легче и точнее, чем общее солесодержание.

Существующие методы определения содержания хлор-ионов дают содержание суммы ионов всех галогенов (Cl⁻, I⁻ и Br⁻). Эта величина, отнесенная к 1 кг воды, называется хлорностью. Чаще всего хлорность, выражается в промилле (лат. pro mille – одна тысячная доля) и обозначается Cl ‰.

Связь между общим солесодержанием и хлорностью выражается формулой [6]: $S \text{ ‰} = 1,80655 \text{ Cl ‰}$, но она точна только для океанских вод. Считается, что в среднем для океанской воды $S \text{ ‰} = 35$, хотя в различных районах мирового океана встречаются и иные значения. Так в Арктике и Антарктике $S \text{ ‰} = 32$, в средних широтах – 36, вблизи экватора – 34 и т. д. В морях, где затруднен обмен водных масс с океаном и велико влияние берегового стока или испарения, значения хлорности значительно отклоняются от океанских. В Балтийском море она не превышает 8–11, а в Красном море доходит до 45.

В отечественной литературе по судостроению солесодержание океанской воды и ее производных принято оценивать в градусах Брандта ($^{\circ}\text{Бр}$). Один градус по Брандту соответствует содержанию хлоридов вместе с йодидами и бромидами, эквивалентному 10 мг NaCl или 6,06 хлор-иона в 1 л воды, при этом соленость океанской воды составляет 3250–3300 $^{\circ}\text{Бр}$.

Присутствием значительных количеств Ca^{2+} , Mg^{2+} , SO_4^{2-} , и HCO_3^- обусловлена большая жесткость океанской воды, которая доходит до 140 мг-экв/л. Соли жесткости CaSO_4 , CaCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$ выпадают в виде накипи или шлама на поверхностях нагрева при нагревании и упаривании морской воды и вследствие своей малой теплопроводности сильно ухудшает теплообмен. Процессы накипеобразования сильно зависят от насыщенности морской воды бикарбонатными и карбонатными ионами. В табл. 6.1 указано содержание только одного карбоната в форме HCO_3^- . В действительности же это сумма $\text{CO}_3^{2-} + \text{HCO}_3^-$, причем содержание карбонатных ионов CO_3^{2-} составляет в среднем 4–10 % от общего количества карбонатов и сильно зависит от температуры и количества растворенного CO_2 .

Морская вода непригодна для бытовых и технических нужд из-за высокого солесодержания (в среднем 35 г/л) и большой жесткости, что обуславливает интенсивное накипеобразование при нагревании.

6.2. Классификация потребителей пресной воды

Основными источниками пресной воды на судах являются:

- *запасы пресной воды*, принимаемые в бортовые цистерны из береговых систем пресного питьевого водоснабжения;
- *опресненная морская вода*.

Расход и потребители пресной воды на морских судах зависят от назначения судна (транспортное, промысловое, пассажирское и т. п.); типа и мощности энергетической установки (ДВС, ПТУ, ГТУ ...); численности команды и пассажиров, автономности плавания и пр.

В зависимости от назначения различают следующие виды пресной воды, применяемые на судне:

- питьевую – для питья и приготовления пищи;
- мытьевую – для умывальников, душевых, прачечных;
- питательную – для питания парогенераторов;
- дистиллированную – для аккумуляторных батарей;
- техническую – для охлаждения судовых двигателей;
- технологическую – для переработки рыбопродукции.

Для каждого из перечисленных видов пресной воды, которые должны удовлетворять своим определенным качественным, количественным и нормативным требованиям, предусматриваются свои емкости и системы. Допускается устройство единой системы питьевой и мытьевой воды при условии, что качество и условия ее хранения будут удовлетворять требованиям, предъявляемым к питьевой воде.

6.3. Способы опреснения морской воды

Существующие разнообразные способы опреснения заборной морской воды можно разделить на две основные группы:

- опреснение без изменения агрегатного состояния жидкости (воды);
- опреснение, связанное с промежуточным переходом жидкого агрегатного состояния в твердое или газообразное (паровое).

К способам первой группы относят химическое, электрохимическое опреснение и метод ультрафильтрации.

При химическом способе опреснения в воду вводят вещества, называемые реагентами, которые, взаимодействуя с находящимися в ней ионами солей, образуют нерастворимые, выпадающие в осадок вещества.

Вследствие того что морская вода содержит большое количество растворенных веществ, расход реагентов весьма значителен и составляет примерно 3–5 % количества опресненной воды. К веществам, способным образовывать нерастворимые соединения с натрием и хлором, относятся ионы серебра и бария, которые образуют выпадающие в осадок хлористое серебро и сернокислый барий. Эти реагенты дорогие, реакция осаждения с солями бария протекает медленно, соли ядовиты. Поэтому химическое опреснение используется редко.

При электрохимическом опреснении (электродиализе) применяют специальные электрохимические активные диафрагмы, состоящие из пластмассы, резины с наполнителем и анионитовых или катионитовых смол. Ванна с рассолом ограничена двумя диафрагмами: положительной и отрицательной. Под действием постоянного тока напряжением 110–120 вольт ионы солей, растворенных в воде, устремляются к электродам. Положительные катионы через катионопроницаемые диафрагмы, а анионы через анионитовую диафрагму проходят в крайние камеры, где встречаются с двумя пластинами: анодом и катодом. Встречаясь с одноименно заряженными диафрагмами, они остаются в этих камерах. В результате в промежуточных камерах оказывается обессоленная вода, которая стекает в отдельный сборник. Соли и рассолы из крайних камер отводятся за борт, а образующиеся газы (хлор и кислород) – в атмосферу.

Камеры, в которых опресняется вода, отделены от рассольных камер полупроницаемыми ионитовыми мембранами. При достаточном количестве пар мембран между анодом и катодом расход электроэнергии зависит от солености морской и опресненной воды: чем меньше разница между ними, тем процесс протекает экономичнее. Поэтому электродиализ целесообразно применять для опреснения слабосоленых вод при допустимом высоком солесодержании опресненной воды (500–1000 мг/л). На судах, где требования к солесодержанию достаточно высокие, электродиализные опреснители не находят применения.

Опреснение ультрафильтрацией или так называемым методом обратного осмоса. Сущность данной технологии очистки воды от солей жёсткости основана на самопроизвольном переходе молекул чистой воды

через полупроницаемую мембрану (нанофильтрация) при создании перед ней давления, превышающего осмотическое давление. Этот процесс называется обратным осмосом. Основным элементом аппаратов обратного осмоса являются анизотропные мембраны, проницаемые для молекул воды и одновременно почти непроницаемые для ионов растворенных веществ. С противоположной давлению стороны мембран установлены пористые бронзовые плиты, способные выдержать большое давление. Эти мембраны имеют пористые ячейки микронных размеров, поэтому для данного метода характерны высокие удельные энергозатраты.

Применение ультрафильтрации как способа опреснения ограничивается малым сроком службы пленок-мембран, большими размерами фильтрующей поверхности и высокими энергозатратами на прокачку жидкости. На отдельных судах современной постройки (Япония, Германия и др) уже эксплуатируются опреснительные установки данного типа производительностью до 8 т/сут. При усовершенствовании технологии производства анизотропных мембран, уменьшении требуемого рабочего перепада давления на ней и накоплении опыта эксплуатации, данный метод может найти свое самое широкое применение.

К методам опреснения второй группы, относятся вымораживание и дистилляция, или термическое опреснение.

Опреснение вымораживанием основано на том, что в естественных природных условиях лед, образующийся в океанах и морях, является пресным. При искусственном медленном замораживании соленой морской воды вокруг ядер кристаллизации образуется пресный лед игольчатой структуры с вертикальным расположением игл льда. При этом в межигольчатых каналах концентрация раствора, а следовательно, и его плотность, повышаются и он, как более тяжелый, по мере вымораживания оседает вниз. При растаивании игольчатого льда образуется пресная вода с содержанием солей 500–1000 мг/л Cl^- .

Для лучшего опреснения морского льда иногда применяется искусственное плавление его части при температуре $\approx 20^\circ\text{C}$. Вода, образующаяся при таянии, способствует более полному вымыванию солей из льда. Способ вымораживания достаточно прост и экономичен, но требует сложного и громоздкого оборудования.

Дистилляция, или термическое опреснение – наиболее распространенный на морских судах способ получения пресной воды из забортной морской. *Сущность данного способа опреснения заключается в последовательной организации процессов нагрева морской воды, ее испарения и конденсации выпара.* При этом забортную воду нагревают до кипения и выходящий пар собирают и конденсируют. Образуется пресная вода, называемая дистиллятом.

Выпаривать воду можно как при кипении, так и без кипения. В последнем случае морскую воду нагревают при более высоком давлении, чем давление в камере испарения, куда направляется вода. Так как при этом

температура воды превышает температуру насыщения, соответствующую давлению в камере испарения, то часть поступившей воды превращается в пар, который и конденсируется в дистиллят. Для парообразования используется теплота, содержащаяся в самой испаряемой воде, которая при этом охлаждается до температуры насыщения оставшегося рассола.

Основное термодинамическое различие между этими процессами заключается в следующем:

при кипящем процессе теплота подводится от внешнего источника и поддерживает температуру насыщения при данном постоянном давлении в испарителе, т. е. процесс является **изотермическим**;

при некипящем процессе теплота подводится к морской воде без кипения до температуры выше температуры насыщения, соответствующей давлению в испарителе, и, следовательно, процесс испарения идет за счет внутренней теплоты и является **адиабатным**.

Схемы простейших вакуумных опреснительных установок поверхностного и бесповерхностного типов изображены на рис. 6.1.

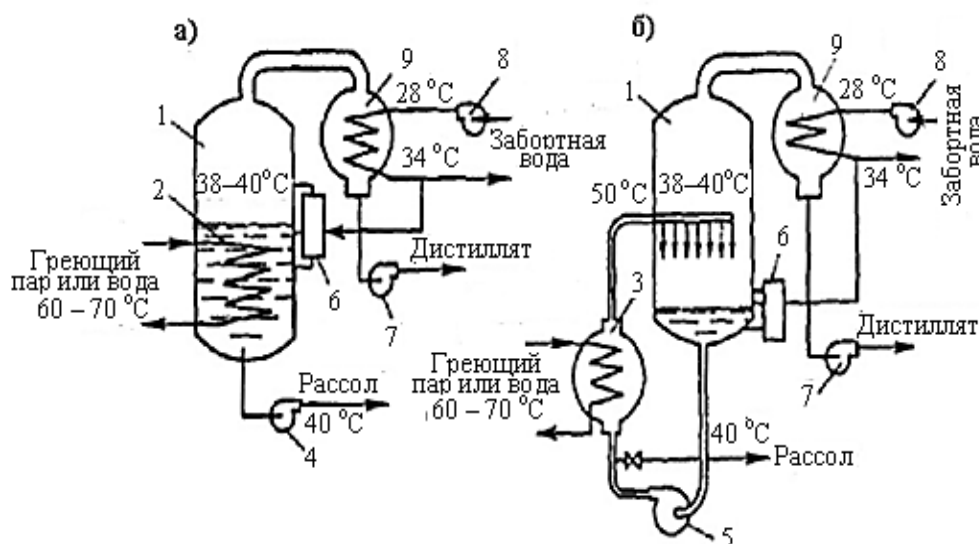


Рис. 6.1. Схемы дистилляционных опреснительных установок:
а) — кипящей (поверхностной); б) — адиабатной (бесповерхностной)

В испарителе 1 кипящего (поверхностного) типа (рис. 6.1а) находится греющая батарея 2, через которую проходит теплоноситель — пар или горячая вода. В результате нагрева и кипячения рассола в испарителе выделяется из морской воды, так называемый *вторичный пар*, который направляется в конденсатор 9. Пар охлаждается заборной водой, прокачиваемой по змеевику циркуляционным насосом 8, конденсируется и дистиллят откачивается дистиллятным насосом 7. Часть заборной воды, выходящей в подогретом состоянии из конденсатора, отводится через регулятор уровня 6 в испаритель. Для поддержания постоянной солености рассола в испарителе производится продувание рассольным насосом 4.

В адиабатной установке с бесповерхностным испарителем 1 (рис. 6.1б) отсутствуют греющие элементы с твердой поверхностью для теплопередачи. Морская вода перед поступлением в испаритель предварительно нагре-

вается в подогревателе 3 теплоносителем до температуры, которая превышает температуру насыщения, соответствующую давлению, поддерживаемому в испарителе. При поступлении воды из подогревателя, где вода не кипит, так как давление в нем более высокое, в испаритель с более низким давлением происходит самоиспарение некоторой части воды за счет внутренней теплоты. *Образовавшийся вторичный пар*, как и в предыдущей схеме, поступает в конденсатор 9, прокачиваемый заборной водой от насоса 8, конденсируется и откачивается дистиллятным насосом 7. Часть прокачиваемой охлаждающей воды отводится для питания испарителя через регулятор уровня 6. Неиспарившаяся вода из испарителя циркуляционным рассольным насосом 5 многократно прокачивается через подогреватель 3 и вновь поступает на испарение, при этом часть рассола продувается за борт через клапан.

Преимущество бесповерхностных испарителей заключается в том, что вследствие отсутствия поверхности нагрева в них не образуется накипь, но они требуют установки насосов большой производительности.

Дистилляционная опреснительная установка состоит из следующих основных частей:

- теплообменных аппаратов: испарителя, конденсатора, водоподогревателя;
- насосов: питательного, циркуляционного, дистиллятного, рассольного;
- трубопроводов: теплоносителя, заборной воды, пресной воды, рассола;
- контрольно-измерительных, сигнальных и автоматических приборов.

Дистилляционные опреснительные установки имеют следующие особенности, обуславливающие их широкое применение на судах:

- а) наименьшие по сравнению с прочими типами установок размеры и вес;
- б) возможность утилизации низкопотенциального тепла любого источника с температурой 55–80 °С. На большинстве судов в системах охлаждения ДВС имеется вполне достаточное для работы опреснительных установок количество теплоты;
- в) в процессе дистилляции принципиально возможно получить дистиллят любой требуемой степени чистоты из вод любых морей. Достижимо содержание дистиллята не более 0,05 мг/л;
- г) достижима себестоимость опресненной воды на уровне цены водопроводной воды в портах.

6.4. Классификация опреснительных установок

Дистилляция является основным способом опреснения морской воды, применяемым на судах, поэтому в дальнейшем будут рассмотрены только опреснительные установки, работающие на термическом принципе опреснения. Широкому применению дистилляционного опреснения морской воды способствовало внедрение на судах паротурбинных установок повышенного давления 2,0–4,0 МПа. Для питания котлов при этом давлении уже нельзя было использовать береговую пресную воду, так как она не

обеспечивала безнакипный режим работы парогенераторов (ПГ). Для питания ПГ был совершенно необходим высококачественный дистиллят.

Основным признаком, определяющим тип опреснительной установки, является способ испарения морской воды. При этом дистилляционные опреснители делятся на два класса:

- *кипящие*, или поверхностного типа;
- *некипящие* самоиспаряющиеся, или адиабатные бесповерхностного типа.

Кроме рассмотренного основного признака дистилляционные опреснительные установки можно классифицировать по ряду других признаков:

- по давлению в испарителе: избыточного давления; вакуумные;
- по способу регенерации теплоты: *ступенчатые*, в которых пар, получаемый в предыдущих испарителях, используется в качестве греющего пара в последующих; *компрессионные*, в которых вторичный пар сжимается и используется в качестве греющего;
- по роду теплоносителя: паровые, водяные, газовые, электрические;
- по назначению:
 - а) опреснительные установки для получения питьевой воды;
 - б) испарительные установки для получения котловой воды;
 - в) комбинированные – для получения питьевой, мытьевой и питательной воды;
- по связи с судовой энергетической установкой:
 - а) автономные, не связанные с работой СЭУ;
 - б) неавтономные, включаемые в цикл работы главных и вспомогательных дизелей и парогенераторов.

Недостатком термического опреснения избыточного давления является его малая экономичность: на получение 1 кг дистиллята расходовалось до 2800 кДж теплоты, что соответствует выходу 10–12 т дистиллята на 1 т расходуемого топлива. Кроме того, испарители избыточного давления характеризуются высокой скоростью накипеобразования на теплообменных поверхностях опреснительной установки (водоподогревателей, конденсаторах, сепараторах вторичного пара и пр.).

Поэтому основными направлениями совершенствования испарителей стали поиски режимов, которые бы обеспечивали достаточно малую скорость образования накипи, и способов более рационального использования теплоты в опреснительных установках. Обе эти цели были достигнуты применением вакуумных испарителей с использованием утилизационной теплоты двигателей внутреннего сгорания, низкопотенциального пара (отработавший или из отбора турбин) при давлении 70–140 кПа (0,7–1,4 ата). Благодаря этому на каждую тонну топлива, затраченного на работу опреснительной установки, можно получить не менее 30 т дистиллята. Такая экономичность вполне приемлема, т. к. стоимость дистиллята оказывается ниже цены береговой пресной воды. Однако она достижима лишь на ходу, во время работы энергетической установки на номинальной мощности. При уменьшении скорости хода, при маневрировании и на стоянках такая работа невозможна.

Благодаря низкой температуре кипения в вакуумных испарителях (40–70) °С значительно снижается скорость накипеобразования на теплообменных поверхностях опреснительной установки, а ее химический состав (преимущественно карбонат кальция) позволяет применять для чистки слабые растворы соляной или серной кислоты. Дальнейшее замедление накипеобразования достигается применением противонакипных препаратов. Эти меры позволяют довести срок работы испарителей между чистками до 3–6 месяцев.

6.4.1. Регенерация тепла вторичного пара

Регенерация тепла вторичного пара в опреснителях является наиболее эффективным методом повышения их экономичности. Известны два основных принципа регенерации:

а) использование тепла вторичного пара для испарения воды в последующих ступенях, работающих при более низком давлении (многоступенчатое испарение) или для нагрева воды в конденсаторе той же ступени (адиабатное испарение);

б) сжатие вторичного пара и использование его в качестве греющего пара в той же ступени (опреснители, работающие по этому принципу, называют компрессорными).

Регенерация тепла в многоступенчатых опреснителях. Наиболее распространенным методом повышения экономичности испарителей кипящего типа является применение многоступенчатого испарения*, в частности двухступенчатого. Повышение экономичности на 80–85 % здесь достигается за счет того, что в качестве греющего пара второй ступени используется вторичный пар первой ступени. Схема двухступенчатой опреснительной установки показана на рис. 6.2.

На 1 кг греющего пара здесь можно получить 1,8–1,85 кг дистиллята. Это дает на 1 т топлива 20–26 т дистиллята при питании испарителя первой ступени свежим дросселированным паром и до 75–80 т при питании паром низкого давления, отбираемым от турбин. Ввиду сложности и повышенной стоимости эти установки применялись лишь при производительности более 15–20 т/сутки.

Примечание. *Установки многоступенчатого испарения не следует путать с установками многократного (в частности, двукратного) испарения, применяющиеся на некоторых турбинных судах для улучшения качества дистиллята.

В трехступенчатых установках на 1 кг греющего пара выработка дистиллята доходила до 2,6–2,7 кг, но ввиду сложности они применялись лишь при производительности не менее 75–80 т/сутки. Установки с большим числом ступеней на судах никогда не применялись.

Это связано не только с большой сложностью многоступенчатой установки, но и с ограниченностью диапазона температур испарения. По условиям накипеобразования температура в первой ступени выше 80–85 °С

весьма не желательна, а в последней, по условиям охлаждения, она не может быть ниже 40–36 °С.

В этом диапазоне возможное число ступеней не превышает трех, т. к. температурный напор в каждой ступени должен быть не менее 20 градусов во избежание чрезмерного увеличения поверхностей нагрева.

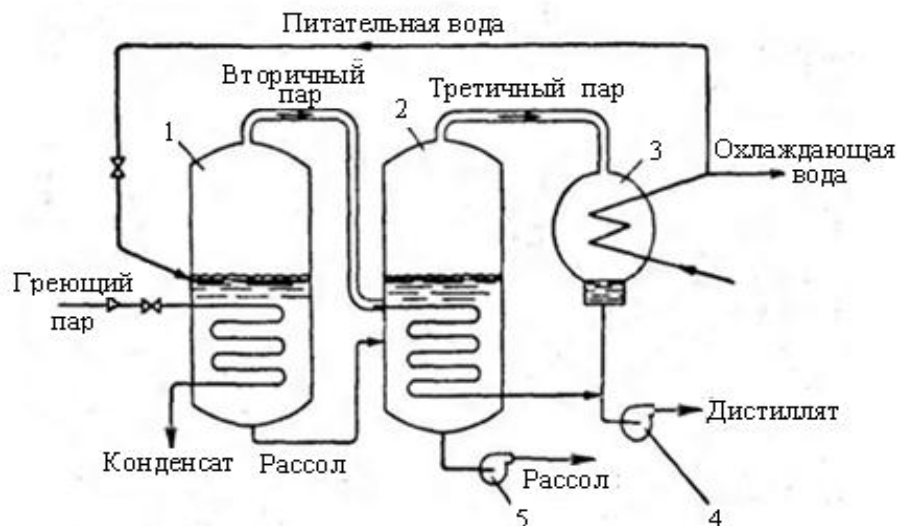


Рис. 6.2. Схема двухступенчатой опреснительной установки кипящего типа:

- 1 – испаритель первой ступени; 2 – испаритель второй ступени;
3 – конденсатор; 4 – дистиллят; 5 – рассольный насос

Регенерация тепла в компрессорных опреснителях. Частичная регенерация тепла вторичного пара была предложена Вербелом еще в 1981 году. Часть вторичного пара сжималась в пароструйном эжекторе и в смеси с рабочим паром использовалась в качестве греющего пара. Пароструйный эжектор, играющий роль компрессора, называют сейчас термокомпрессором, в отличие от более поздних механических компрессоров. В связи с этим и опреснитель, работающий по описанной схеме (рис. 6.3), называется термокомпрессорным. В этих опреснителях при наиболее благоприятных условиях удастся использовать около половины вторичного пара и соответственно на 40–45 % сократить расход свежего греющего пара.

В лучших установках этого типа удельный расход пара составляет 0,68–0,7 кг/кг. Достигим еще меньший расход рабочего пара при понижении его давления, но для этого требуется более развитая поверхность нагревательной батареи.

Известные вакуумные испарители с термокомпрессором работают при давлении греющего пара, незначительно превышающем атмосферное давление, когда еще возможен гравитационный сток конденсата.

Так, в испарителях фирмы «Скам» на паротурбинных судах типа «Сергей Боткин» при работе в стояночном режиме: давление греющего пара $P_1 = 1,16 \text{ кг/см}^2$; давление испарения $P_2 = 0,61 \text{ кг/см}^2$; давление рабочего пара $P_p = 5 \text{ кг/см}^2$; удельный расход свежего (рабочего) пара составляет 0,86 кг/кг. Однако перевод работы испарителя в вакуумный режим здесь сопряжен с дополнительным усложнением установки в связи с необходимостью применения вакуумных рассольных и дистиллятных насосов.

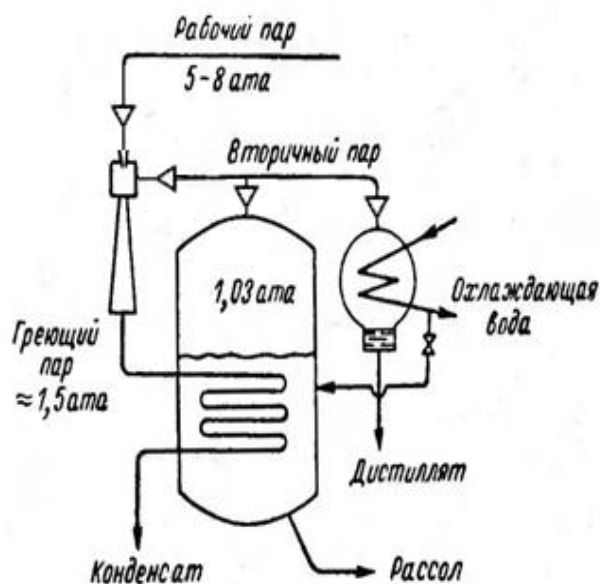


Рис. 6.3. Принципиальная схема опреснительной установки с термокомпрессором

после сжатия механическими компрессорами, в качестве греющего в той же ступени, т. е. при организации его работы по принципу теплового насоса. Такие опреснители получили название компрессорных (рис. 6.4).

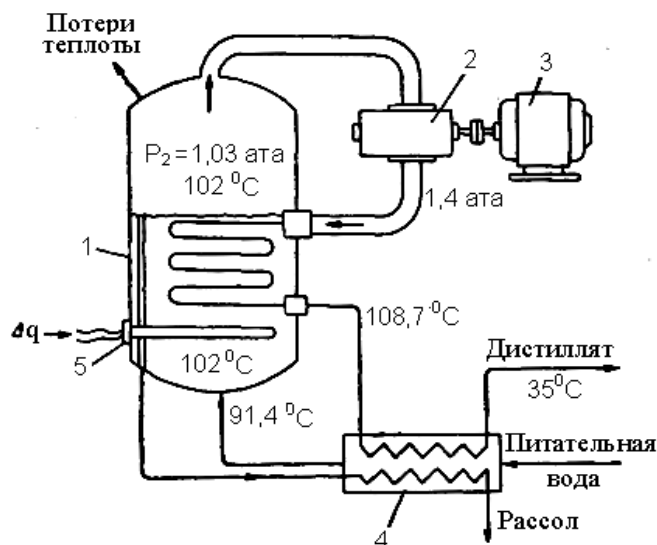


Рис. 6.4. Схема компрессорной опреснительной установки:

- 1 – испаритель;
- 2 – компрессор;
- 3 – электромотор;
- 4 – подогреватель питательной воды;
- 5 – дополнительный электроподогреватель

Основной потребитель энергии в этой установке – компрессор. Поэтому степень сжатия, от которой зависит потребляемая мощность, принимается по возможности малой и при чистых поверхностях теплообмена не превышает 1,2. Типичные значения температур давлений указаны на схеме (рис. 6.4). Разность температур насыщения первичного и вторичного пара здесь составляет 5–8 °C, в то время как в обычных испарителях она равна 20–30 °C. Поэтому для компрессорных испарителей требуется соответственно и большая поверхность нагрева. Увеличение поверхности нагревательных батарей отчасти компенсируется тем, что отпадает необходимость в специальном конденсаторе вторичного пара. Тем не менее габаритный

объем этих опреснителей оказывается в 1,7–1,8 раза, а вес – в 2,1 раза большим, чем для обычных испарителей атмосферного давления.

В крупных установках для дополнительного подогрева испаряемой воды стремятся применять паровой подогрев, а в автономных установках с дизель-компрессорами используется тепло системы высокотемпературного охлаждения дизеля. В лучших установках этого типа на 1 т топлива удается получить 120–130 т дистиллята.

На судах, как правило, используются установки с электроприводом и с электрическим подогревом, что позволяет получить 40–70 т дистиллята на 1,0 т топлива. При этом электрические секции нагревательной батареи (дополнительный подогреватель 5) используются также для разогрева испарителя при пуске. Такие опреснители нашли преимущественное применение на подводных лодках.

К существенным эксплуатационным недостаткам этих испарителей относится интенсивное накипеобразование, связанное с относительно высокой температурой кипения 100–102 °С. При этом наиболее уязвимым узлом компрессорных опреснителей являются электрические нагреватели рассола 5. По мере нарастания теплового сопротивления слоя накипи увеличивается и температура тепловыделяющих элементов, что в конце концов приводит к их перегреву.

С увеличения слоя накипи повышается давление, создаваемое компрессором, что вызывает перегрузку двигателя. При электроприводе предельная толщина слоя накипи определяется максимальной силой тока, когда срабатывает тепловая защита электромотора. Поэтому все современные компрессорные опреснители с давлением, близким к атмосферному, снабжаются оборудованием для введения химических противонакипных присадок.

6.4.2. Опреснительные установки кипящего типа

Для обычных транспортных судов могут быть применены более простые установки или вакуумные опреснители, утилизирующие теплоту охлаждающей воды главных или вспомогательных ДВС. Такие опреснители называют утилизационными.

Рассмотрим работу такой опреснительной установки на примере вакуумного одноступенчатого опреснителя кипящего типа серии Д (рис. 6.5), который по конструкции аналогичен блочному вакуумному опреснителю датской фирмы «Атлас», использующему утилизационную теплоту охлаждающей системы дизелей и работающему по идентичному циклу.

Тепловая схема утилизационной опреснительной установки производительностью 5 т/сут, установленной на БМРТ «Север», показана на рис. 6.6.

Забортная вода прокачивается насосом 1 через конденсатор 6, откуда она поступает к рассольно-воздушному эжектору 2. Часть этой воды через невозвратно-запорный клапан 3 и ротаметр 4 направляется в испаритель 5. Греющая вода из системы охлаждения дизеля циркулирует в межтрубном

пространстве батареи испарителя 5 (с температурой на входе 60–80 °С, на выходе 55–70 °С), и через стенки передает теплоту заборной воде, кипящей внутри трубок при температуре 38–45 °С (давление 6–8 кПа, или 0,06–0,08 ата). При отсутствии греющей воды к батарее подводится пар давлением 50–130 кПа (0,5–1,3 кг/см²).

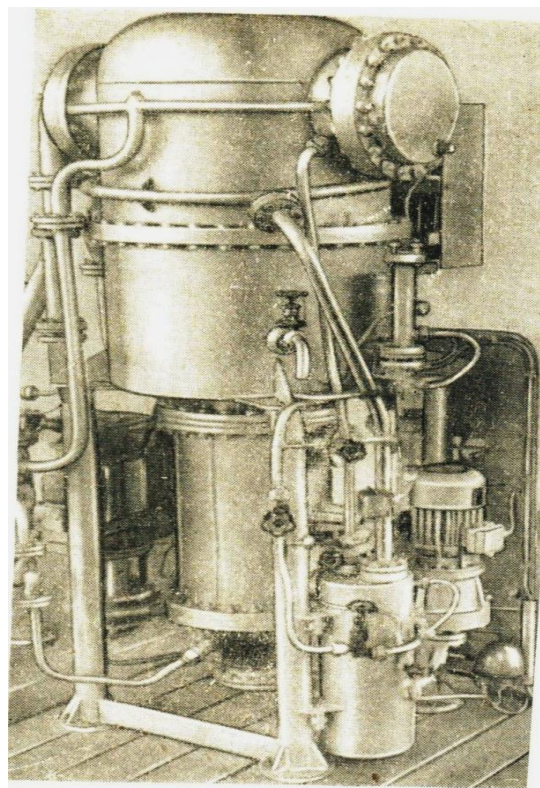
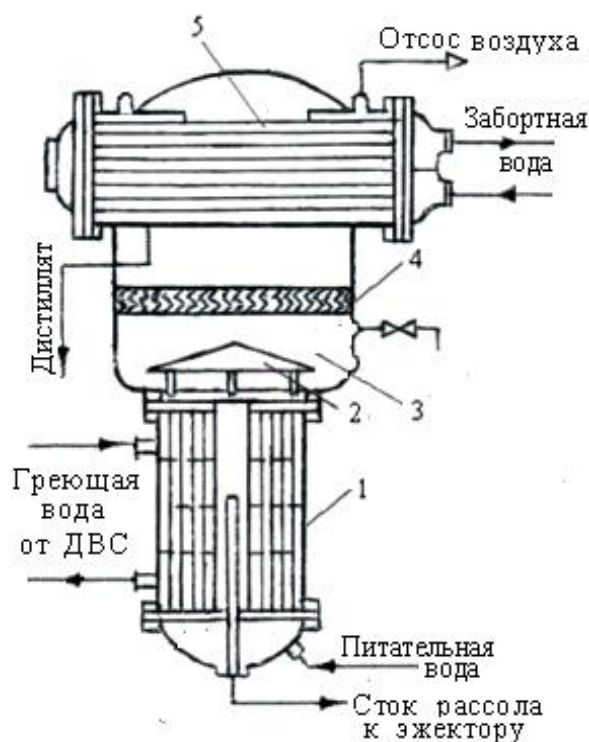


Рис.6.5. Конструктивная схема и общий вид утилизирующего опреснителя типа «Д»:
1 – греющая батарея; 2 – отбойный конус; 3 – камера испарения;
4 – жалюзийный сепаратор; 5 – конденсатор

Остающийся после испарения рассол из камеры испарения и паровоздушная смесь из конденсатора откачиваются водоструйным эжектором (через который при напоре 20–25 м водяного столба прокачивается морская вода, выходящая из конденсатора) за борт для поддержания необходимой концентрации испаряющейся воды и требуемого вакуума. Часто для этих целей применяются также водокольцевые вакуумные насосы.

Вторичный пар, образовавшийся при испарении морской воды, сжигается в конденсаторе и поступает в сборник дистиллята 7, откуда насосом 8 через поплавковый регулятор уровня, ротаметр 11 и датчик соленомера 10 поступает к электромагнитному автоматическому клапану 9. В зависимости от солености дистиллята он направляется в цистерну пресной воды или обратно в испаритель.

В зависимости от типа двигателя утилизирующие опреснители позволяют получить от 600 до 1200 литров дистиллята в час на каждую 1000 кВт ее мощности. Для большинства типов судов в этом случае обеспечиваются все потребности в пресной воде практически без дополнительных затрат топлива и без затрат труда на обслуживание вследствие полной автоматизации и возможности работы без очистки (благодаря низкой температуре

испарения) до 6–12 месяцев. Такие опреснители сейчас широко применяются почти на всех транспортных теплоходах.

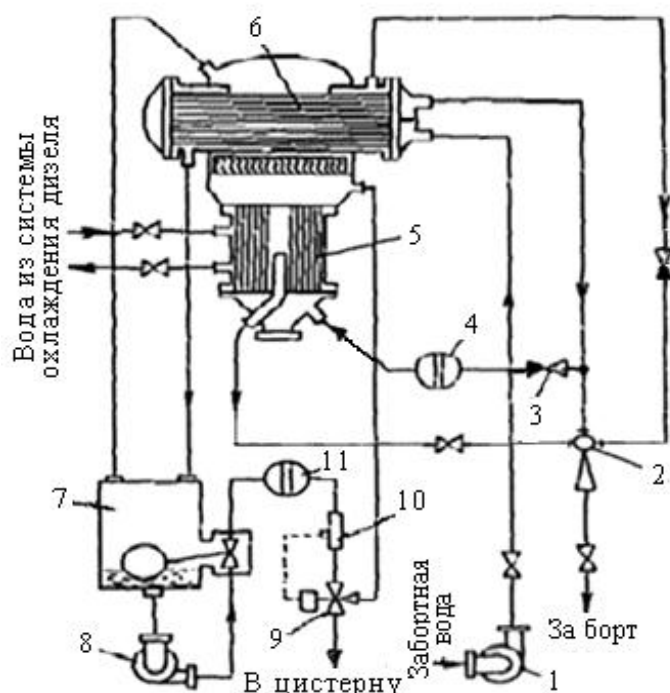


Рис. 6.6. Тепловая схема утилизационной опреснительной установки типа Д:

- 1 – насос заборной воды;
- 2 – водоструйный эжектор;
- 3 – невозвратно – запорный клапан; 4 - расходомер;
- 5 – испаритель;
- 6 – конденсатор;
- 7 – сборник дистиллята;
- 8 – дистиллятный насос;
- 9 – автоматический электромагнитный клапан;
- 10 – датчик солесмер;
- 11 – расходомер

В отличие от транспортных на промысловых судах преимущественно применяются испарители вертикальные судовые (ИВС) поверхностного типа избыточного давления отечественного производства (выпускаются также испарители марок ИВС-1, ИВС-2, ИВС-5, являющиеся модернизированными конструкциями выпускавшихся ранее опреснителей типа ВИ, производительностью 3–10 т/сут. Цифра в марке испарителя означает поверхность нагрева греющей батареи в квадратных метрах.). Конструктивная схема испарителя ИВС-3 изображена на рис. 6.7.

Корпус испарителя 5 выполнен в форме вертикального цилиндра из меди и покрыт тепловой изоляцией 6. Это обеспечивает значительный объем над зеркалом испарения при сравнительно небольших габаритах. В нижней части корпус снабжен фланцем для бронзовой крышки 12, к которой крепятся трубки батарей для отвода и подвода греющего пара. Змеевики 11 нагревательной батареи выполнены из красномедных трубок, изогнутых в виде плоской спирали. Они закреплены неподвижно с помощью опорных крестовин 9 и трубок 10 и прижаты к гнездам в крышке накладками с болтами. Поддержание постоянного уровня рассола в испарителе осуществляется поплавковым регулятором уровня 7 и контролируется по мерной трубке 8. Сепарация пара от влаги осуществляется последовательно в двух сепараторах: горизонтальном жалюзийном 4 и концентрическом кольцевом 2. Отвод влаги от сепаратора производится через дренажную трубку 3. При превышении давления в испарителе пар стравливается через предохранительный клапан 1.

Конденсация вторичного пара в опреснителях данного типа осуществляется в вынесенном за пределы корпуса испарителя конденсаторе.

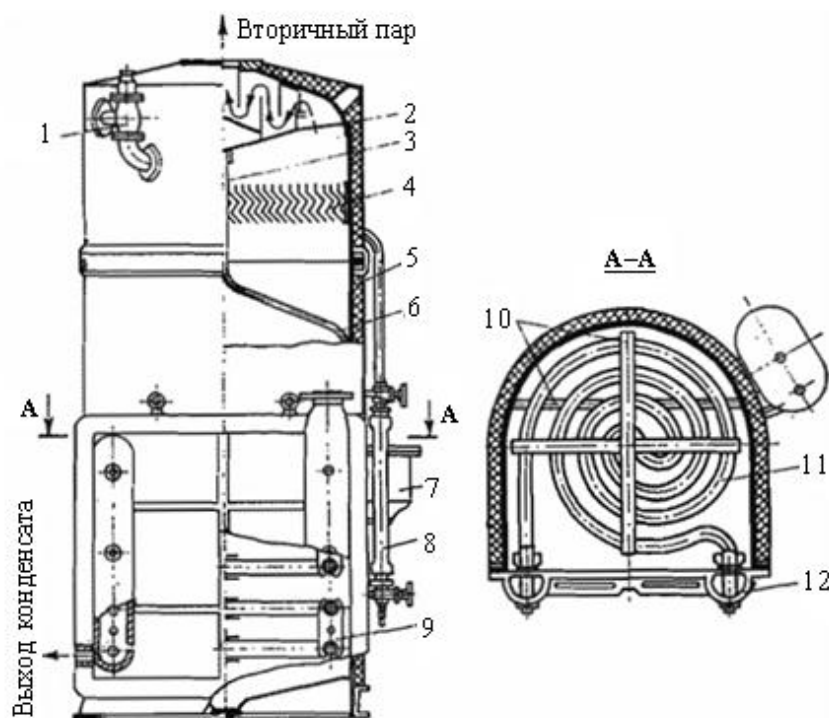


Рис. 6.7. Испаритель избыточного давления ИВС-3

Недостатком испарителя ИВС, как и других опреснителей поверхностного типа, является быстрое образование накипи на поверхности змеевиков, в результате чего снижается производительность и требуется большой расход теплоты на продувание рассола.

6.4.3. Адиабатные опреснительные установки

Характерная особенность всех ранее рассмотренных испарителей кипящего типа – парообразование на поверхностях нагрева, расположенных внутри кипящей жидкости. Такое испарение наиболее просто осуществимо и позволяет достигнуть высоких значений коэффициента теплопередачи благодаря интенсивной турбулизации пограничного слоя при образовании и отрыве паровых пузырей. Однако именно с этой особенностью связан и ряд недостатков кипящих испарителей. В частности, увеличение отрывных размеров паровых пузырей при снижении давления в испарителе, предопределяет усиленное образование накипи на поверхностях нагрева (на границах отрыва паровых пузырей), а также обуславливает интенсивный вынос капель рассола в паровое пространство и образование пены над кипящим слоем, а сам кипящий слой жидкости оказывается неустойчивым (изменяется его высота), особенно при глубоком вакууме. В итоге вторичный пар оказывается загрязненным капельками рассола, что требует организации ее эффективной сепарации для обеспечения требуемого качества дистиллята. Наконец, при попытках добиться большой производительности в одном агрегате снижается температурный напор и коэффициент теплопередачи на нижних трубках нагревательных батарей из-за гидростатического эффекта.

Кроме того, к экономичности крупных опреснительных установок предъявляются повышенные требования, которые можно удовлетворить лишь при многоступенчатом исполнении. Между тем сложность многоступенчатых установок, обусловленная главным образом наличием труб и арматуры для перепуска рассола, пара, охлаждающей воды и дистиллята, существенно удорожают их стоимость, усложняет проблему регулирования и затрудняет обслуживание.

Этих недостатков не имеют адиабатные опреснители (рис. 6.8), в которых нагретая морская вода частично испаряется при входе в расширительные камеры, где поддерживается температура насыщения на 5–10 °С меньше температуры поступающей воды. При этом происходит испарение с поверхности струй или потока морской воды, которое не сопровождается образованием паровых пузырей или пены. Нагрев охлаждающей воды в конденсаторах и морской воды в подогревателях осуществляется без кипения, за счет повышенного давления в этих теплообменниках.

В качестве греющей среды в вакуумных адиабатных опреснительных установках используется низкопотенциальный пар отбора и отработавший пар турбин, а также вода из системы охлаждения ДВС. В данном аспекте такие установки можно отнести к утилизационным опреснителям.

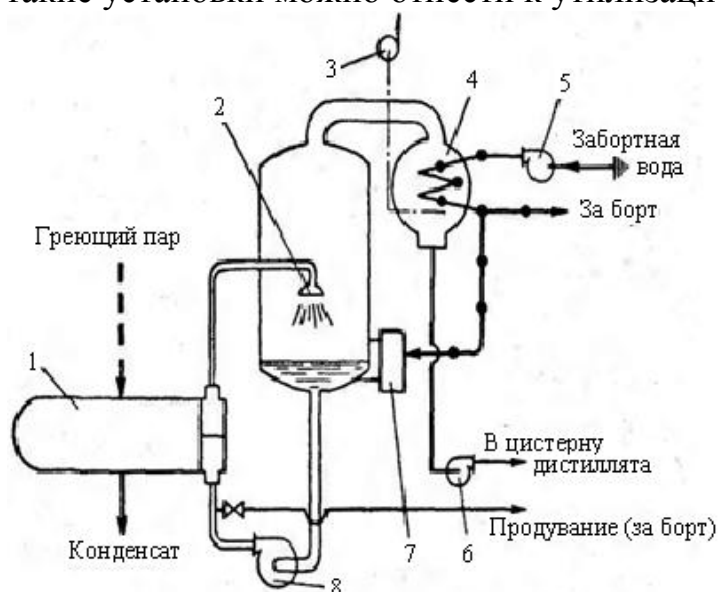


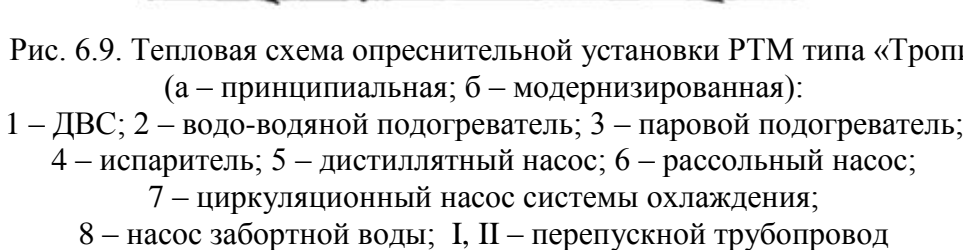
Рис. 6.8. Схема одноступенчатой адиабатной опреснительной установки:

- 1 – подогреватель питательной воды;
- 2 – камера испарения;
- 3 – вакуумный насос;
- 4 – конденсатор;
- 5 – питательный насос;
- 6 – дистиллятный насос;
- 7 – регулятор уровня рассола;
- 8 – рассольный циркуляционный насос

Тепловая схема утилизационной адиабатной водоопреснительной установки РТМ типа «Тропик» с использованием теплоты охлаждающей системы главного двигателя изображена на рис. 6.9.

В принципиальной схеме (рис. 6.9а) вода из замкнутой системы охлаждения двигателя 1 прокачивается циркуляционным насосом 7 через водяной теплообменник-подогреватель 2. За счет теплоты охлаждающей воды нагревается забортная вода, прокачиваемая по змеевику теплообменника после конденсатора-испарителя 4 питательным насосом 8. Из теплообменника морская вода поступает в испарительную камеру, где разбрызгивается и частично испаряется за счет внутренней теплоты. Образовавшиеся пары поступают в конденсационную камеру, откуда образовавшийся дистиллят откачивается насосом 5. Неиспарившаяся часть морской воды

	1	2
1	1	2
2	2	1



1 – ДВС; 2 – водо-водяной подогреватель; 3 – паровой подогреватель;
4 – испаритель; 5 – дистиллятный насос; 6 – рассольный насос;
7 – циркуляционный насос системы охлаждения;
8 – насос забортной воды; I, II – перепускной трубопровод

Основным направлением повышения экономичности адиабатных опреснителей является увеличение ступеней испарения. При этом в отличие от многоступенчатого испарения в кипящих опреснителях теплота вторичного пара не используется для непосредственного нагрева воды в последующей ступени, а аккумулируется в охлаждающей воде конденсаторов.

177

можно выполнить с большим числом ступеней при той же стоимости, чем многоступенчатые установки с кипящими испарителями.

На промысловых судах получили широкое распространение многоступенчатые бесповерхностные адиабатные опреснители, обладающие высокими экономическими показателями. Они имеют наиболее высокий коэффициент полезного использования теплоты и значительную производительность. В многоступенчатых опреснителях этого типа (рис. 6.10) испаряемая вода проходит через несколько ступеней с последовательно понижающимся давлением. В последней ступени давление обычно составляет $0,05\text{--}0,06\text{ кг/см}^2$, в первой – $(0,35\text{--}0,4)\text{ кг/см}^2$. Конденсаторы всех ступеней прокачиваются питательной водой, так что для ее нагрева удастся использовать всю теплоту вторичного пара.

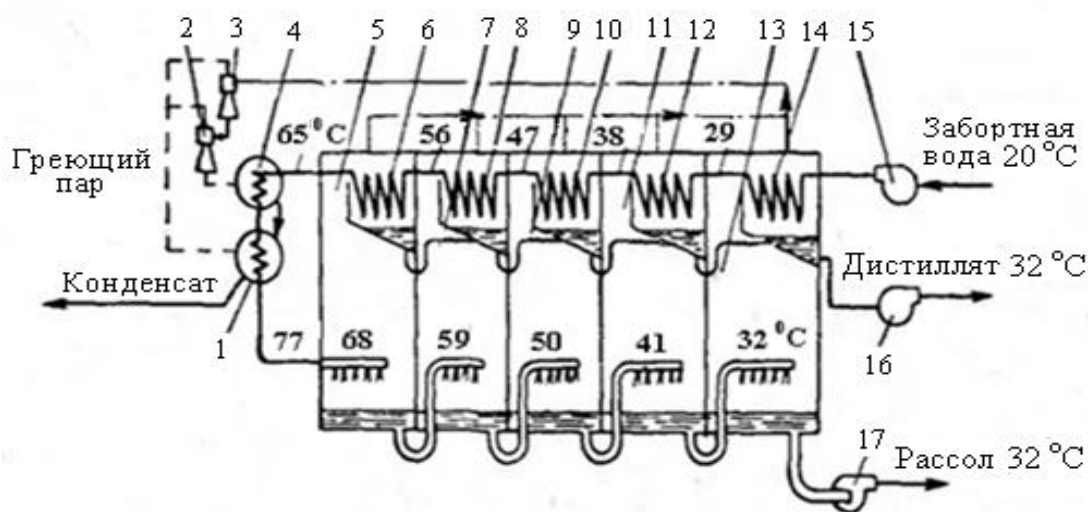


Рис. 6.10. Схема пятиступенчатого адиабатного опреснителя типа М-5:

1 – подогреватель; 2 – эжектор второй ступени; 3 – эжектор первой ступени; 4 – конденсатор эжекторов; 5, 7, 9, 11, 13 – камеры испарения; 6, 8, 12, 14 – конденсаторы; 15 – питательный насос; 16 – дистиллятный насос; 17 – рассольный насос

Перепуск вторичного пара между ступенями не требуется, а перепуск испаряемой воды и дистиллята осуществляется самотеком по внутренним каналам. Поэтому увеличение числа ступеней в адиабатных испарителях не вызывает столь заметного усложнения конструкции, увеличения веса, габаритов и повышения стоимости, как в установках с кипящими испарителями. Многоступенчатые адиабатные опреснители оказываются менее сложными и дорогими, чем многоступенчатые кипящие, и наиболее удобными для крупных судов.

На расход теплоты в адиабатном испарителе влияет не только число камер испарения. Немалую роль играет также температура воды перед первой ступенью испарения, температура забортной воды и разность температур пара и охлаждающей воды на выходе из конденсатора соответствующей ступени

Температура забортной воды влияет на экономичность двояко. Чем ниже ее температура, тем выше выход дистиллята. Однако это справедли-

во лишь до тех пор, пока температуре забортной воды соответствует и вакуум в последней ступени. По условиям работы эжекторов, сепараторов, рассольного и дистиллятного насосов, а также по габаритным соображениям, вакуум в последней ступени допускается не более 94 %. В соответствии с действующими нормативами, для средних широт расчетная температура забортной воды $t_{зв} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$, ей соответствует расчетный вакуум в последней ступени 90–91 %. Если температура забортной воды ниже оптимальных расчетных значений, то она будет соответственно ниже и на выходе из каждого конденсатора, что приведет к дополнительным затратам тепла в подогревателе. Более глубокий вакуум, достижимый при плавании в холодных водах, приводит к перегрузке зеркала испарения и ухудшению качества дистиллята. Поэтому для повышения экономичности при плавании в холодных водах следует повысить температуру питательной воды. С этой целью может быть рекомендована частичная рециркуляция рассола. Хотя его солесодержание при этом повышается, оно все же остается ниже принятого в обычных испарителях.

Следует отметить, что поверхность конденсаторов, а следовательно, до некоторой степени и стоимость испарителей уменьшается с ростом числа ступеней. Однако при производительности 100–200 т/сут, характерных для судовых опреснителей, увеличение числа ступеней более 7–9 приводит не к уменьшению, а к увеличению стоимости в связи с сужением каждой ступени до размеров, затрудняющих изготовление корпуса и монтаж внутренних узлов. По этой причине, для опреснителей малой производительности принимают не более 4–5 ступеней.

Многоступенчатые адиабатные опреснительные установки требуют для своей эффективной работы точной регулировки давлений в ступенях испарения. При этом для поддержания требуемого вакуума в камерах испарения используются парозежекционные устройства, требующие для своей работы относительно большого количества первичного греющего пара.

Тепловая схема пятиступенчатого бесповерхностного адиабатного опреснителя типа М изображена на рис. 6.11. Забортная вода циркуляционным питательным насосом 2 засасывается через фильтр 1 и подается через расходомер 3 в конденсаторы опреснителя 4. Проходя последовательно по змеевикам ступеней опреснителя, вода повышает свою температуру за счет теплоты конденсирующегося вторичного пара. Перегрев питательной воды осуществляется при прохождении конденсатора 5 эжектора и парового подогревателя 8. Перегретая по отношению к температуре насыщения, соответствующей давлению в первой ступени испарителя, питательная вода, проходя последовательно камеры испарения, испаряется в каждой ступени с I по V последовательно, так как давление в ступенях все время снижается. Поддержание в ступенях вакуума осуществляется двухступенчатым пароструйным эжектором 6, который отсасывает воздух через систему дроссельных шайб, обеспечивающих создание необходимого перепада давлений в камерах.

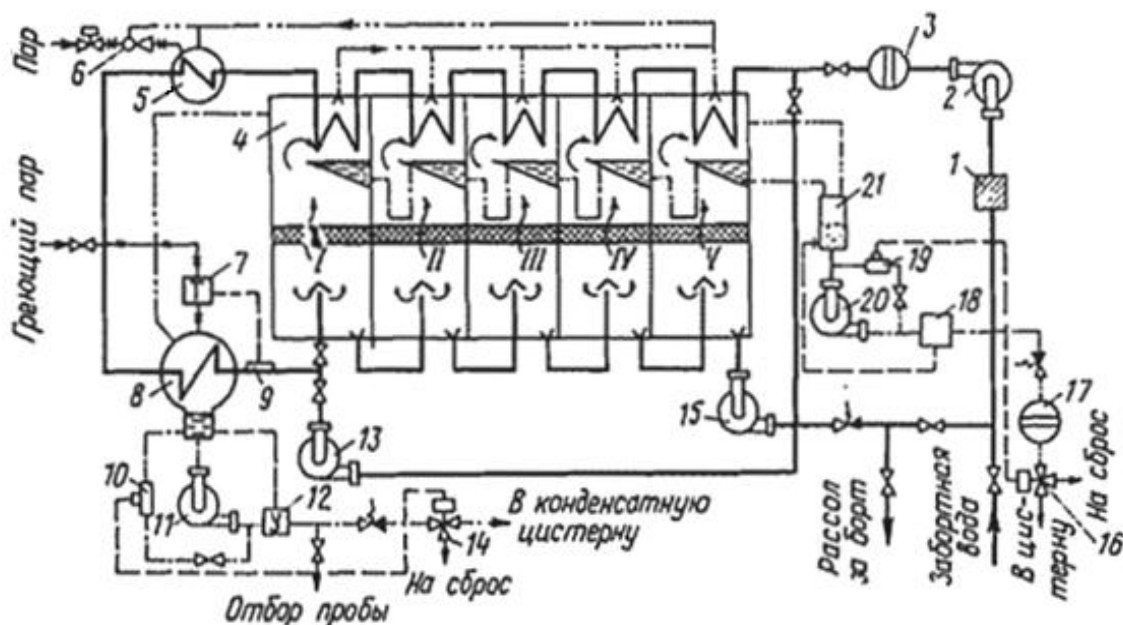


Рис. 6.11. Тепловая схема пятиступенчатого бесповерхностного адиабатного опреснителя типа М:

- 1 – фильтр; 2 – питательный насос; 3 – расходомер; 4 – конденсаторы опреснителя; 5 – конденсаторы эжектора; 6 – двухступенчатый пароструйный эжектор; 7 – автоматический регулятор; 8 – паровой подогреватель; 9, 10 – датчики; 11 – насос конденсата греющего пара; 12 – регулятор уровня; 13 – насос химической чистки; 14 – автоматический клапан; 15 – рассольный насос; 16, 18 – автоматический клапан; 17 – ротаметр; 19 – датчик солемера; 20 – дистиллятный насос; 21 – сборник дистиллята

Для уменьшения накипеобразования расчетная температура заборной питательной воды за подогревателем равна 77°C . В каждой ступени вода охлаждается на 7° и отсасывается из последней ступени V рассольным насосом 15. Поддержание температуры заборной воды за подогревателем на требуемом уровне осуществляется автоматически регулятором 7, получающим импульс от датчика 9.

Вторичный пар, образовавшийся в камерах испарения, сепарируется и конденсируется. Образовавшийся в конденсаторах дистиллят под действием разности давлений перетекает по ступеням в сборник дистиллята 21. Из сборника он отсасывается дистиллятным насосом 20 и через регулятор уровня типа РУК и ротаметр 17 подается к автоматическому переключающему клапану 16, который в соответствии с импульсом от датчика солемера 19 направляет дистиллят в цистерну пресной воды или на сброс.

По аналогичной схеме происходит откачивание конденсата греющего пара из подогревателя насосом 11, регулятором уровня 12 и переключающим автоматическим клапаном 14, действующим от датчика 10.

Рециркуляция рассола заборной воды по замкнутому контуру используется для химической чистки теплообменных поверхностей 5 %-ным раствором ингибированной соляной кислоты и осуществляется специальным насосом 13.

6.5. Средства автоматического регулирования, защиты и контроля

Современные судовые опреснительные установки (ОУ) выводятся на режим и работают автоматически, что обеспечивается наличием:

- регулятора температуры подогрева забортной питательной воды для поддержания заданной производительности;
- контрольных приборов, обеспечивающих номинальную соленость дистиллята и конденсата;
- регулятора РУК, обеспечивающего устойчивую работу дистиллятного и конденсатного насосов;
- системы автоматического регулирования и защиты, осуществляющей:
 - выключение установки при отклонениях температуры подогрева питательной воды или повышении температуры и уровня рассола в камерах испарения;
 - сигнализацию о ненормальной работе установки на режиме и срабатывание защиты по любому из перечисленных импульсов.

Поэтому роль обслуживающего персонала заключается в визуальном контроле за поддержанием режимных параметров ОУ и принятии соответствующих действий при срабатывании средств защиты.

Рассмотрим конструкции и принцип действия основных средств автоматического управления, средств защиты и контроля за работой ОУ.

6.5.1. Соленомеры

Соленомеры (рис. 6.12) служат для определения содержания различных солей в воде. Так как в конденсате и питательной воде преимущественно содержится хлористый натрий NaCl , то судовые соленомеры могут быть градуированы в градусах Брандта ($^{\circ}\text{Бр}$) и показывать содержание хлоридов. Принцип действия электрического соленомера основан на изменении

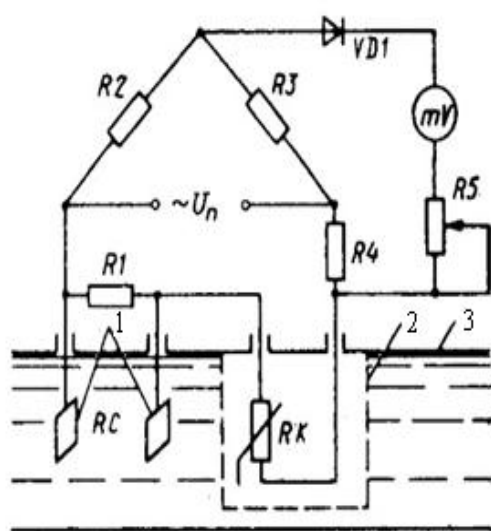


Рис. 6.12. Схема электрического соленомера

Принцип действия электрического соленомера основан на изменении электропроводности растворов в зависимости от содержания в них солей. Датчик солености состоит из двух электродов 1, помещенных в исследуемую среду в емкости (трубопроводе) 3. Сопротивление воды между электродами R_C уменьшается с ростом солености и увеличением температуры. Поэтому для компенсации температурных влияний на работу датчика последовательно с электродами R_C включен терморезистор R_K , герметичный корпус 2 которого

омывается исследуемой средой. Сопротивления датчиков 1 и 2 образуют

плечо неуравновешенного моста переменного тока, к одной диагонали которого подведено питание U_p , а к другой через диод VD1 и резистор R5 подключен милливольтметр mV со шкалой, градуированной в единицах солености. С изменением солености образуется дисбаланс моста и меняются показания прибора. Переменным резистором R5 устанавливают показания милливольтметра на значение солености в соответствии с результатами химического анализа пробы.

При соответствующем электрическом подключении и настройке соленомер данного типа может быть использован в качестве датчика для управления автоматическим клапаном солености дистиллята.

6.5.2. Автоматический клапан солености

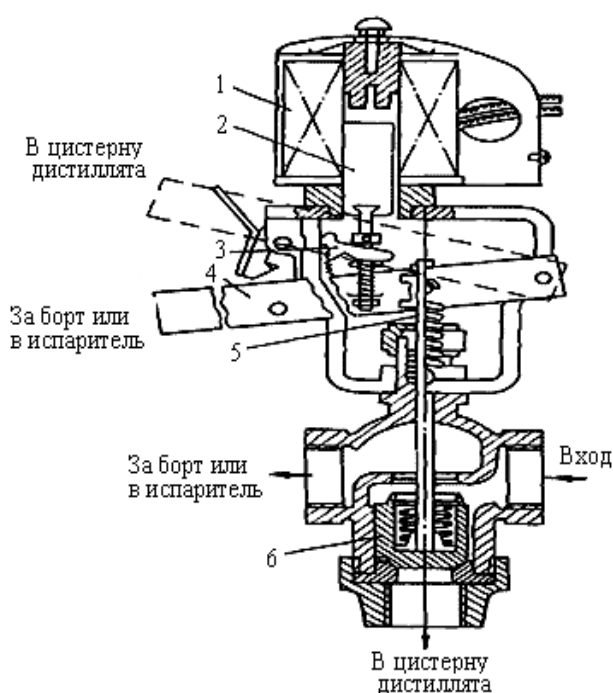


Рис. 6.13. Автоматический клапан солености

соединенный с ним штоком клапан 6 опускаются в нижнее положение (рис. 6.13). Дистиллят, проходивший раньше в цистерну, направляется за борт или обратно в испаритель. Одновременно должна срабатывать световая и звуковая сигнализация.

6.5.3. Расходомер опреснительной установки

Количественный контроль за режимами питания и продувания испарителя обычно осуществляется с помощью поплавковых расходомеров, называемых ротаметрами. Конструкция ротаметра изображена на рис. 6.14.

Он состоит из корпуса, внутри которого вставлена конусная втулка 3 с сердечником-поплавом 1. Посредством внутренней вертикальной трубки поплавки соединены с указателем 2, перемещающимся внутри стеклянной трубки вдоль шкалы. При отсутствии расхода воды поплавки и указатель

под действием собственной массы находятся в нижнем положении. Под действием подводимой жидкости сердечник поднимается, вода проходит вверх через кольцевое сечение между ним и конусной втулкой. При этом массы сердечника, трубки и указателя уравниваются за счет перепада давления воды при ее протекании через кольцевое сечение. Чем больше расход воды через ротаметр, тем больше будет площадь кольцевого сечения и, следовательно, тем выше поднимутся поплавки и указатель.

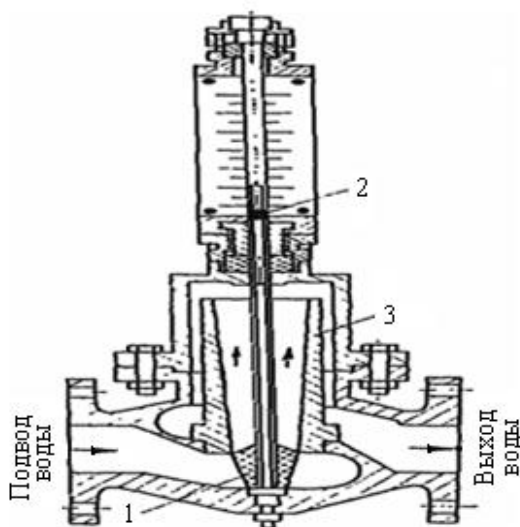


Рис. 6.14. Расходомер (ротаметр) опреснительной установки

Каждому положению сердечника-поплавок будет соответствовать определенный расход воды, который отсчитывается в соответствии с положением указателя по шкале в литрах или кубических метрах в час.

По ротаметру, установленному на дистиллятном трубопроводе, можно определить производительность опреснительной установки.

6.5.4. Автоматический регулятор питания

Для поддержания постоянного уровня рассола в испарителе устанавливают автоматический регулятор питания, изображенный на рис. 6.15. Он состоит из трех основных узлов: корпуса, рычажно-поплавкового устройства и клапана.

Корпус 1 регулятора уровня представляет собой медный сварной цилиндр. Сверху к корпусу приварен литой бронзовый фланец с лапой для крепления регулятора к испарителю. Снизу к корпусу приварено днище 19. За одно целое с днищем отлит патрубок с фланцем, соединяющий регулятор с водяным пространством испарителя. К днищу корпуса на шпильках прикреплен колпак 18, в котором установлена направляющая втулка для штока 21 поплавка. Внутри корпуса на штоке 21 укреплен при помощи двух стопоров 22 медный цилиндрический поплавок 23 регулятора. Снизу и сверху к нему приварены плоские днища. По оси поплавка приварена трубка, через которую проходит шток 21. Крышка регулятора уровня литая бронзовая. За одно целое с крышкой отлиты патрубок с фланцем, соединяющийся с паровым пространством испарителя, и дугообразный отросток. Внутри дугообразного отростка 2 находится рычаг 4, который одним концом соединен через ушко 24 со штоком 21, а другим – с валиком 25, на который насажен верхний наружный рычаг 5. Последний одним концом через тяги 6, 10 и муфту 8 соединен с нижним наружным рычагом 13, а

другим через тягу 7 и поперечину 9 с пружинами 3, служащими для уравновешивания поплавка. Нижний наружный рычаг 13 насажен на валик 11. Этот валик через рычаг 12 передает движение штоку 15, который вместе с тарелками 16 движется внутри корпуса 17 клапанной коробки.

За одно целое с клапанной коробкой отлиты два патрубка для входа и выхода питательной воды и фланец, на котором устанавливают и прижимают крышкой 14 клапана направляющую втулку.

Снаружи корпус регулятора покрыт изоляцией 20 и обшит миткалем.

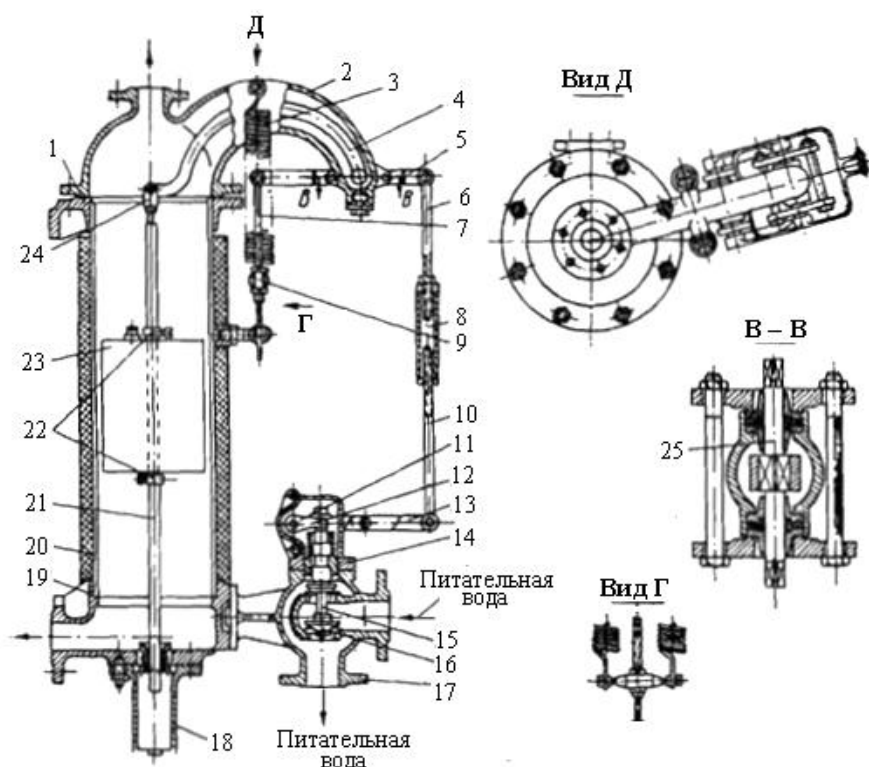


Рис. 6.15. Автоматический регулятор питания испарителя

6.6. Приготовление воды питьевого качества

С 1 января 2002 года в России введен в действие нормативный правовой акт – Санитарные правила и нормы: СанПиН 2.1.4.1074-01 «Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества». В основе гигиенических требований к качеству воды для питьевых и бытовых нужд лежит принцип безопасности в эпидемиологическом отношении, безвредности по химическому составу и благоприятности по органолептическим свойствам.

Дистиллят, получаемый в вакуумных опреснителях, не отвечает требованиям, предъявляемым к качеству питьевой воды как по солевому составу, так и в эпидемиологическом отношении. Поэтому непосредственное употребление дистиллята в качестве питьевой воды опасно для здоровья.

В связи с этим разработана и внедрена специальная технология приготовления питьевой воды из смеси дистиллята и минерализованной воды с последующим ее озонированием.

Для достижения качества питьевой воды, соответствующего требованиям и нормам санитарной инспекции СанПиН 2.1.4.1074-01, в дистиллят добавляют в соответствующей дозировке следующие химикалии: натрий-умфторид, натрийумгидрогенкарбонат, натрийумгидрогенсульфат, магнизи-умсульфат, натрийумсульфат, кальцийум хлорид.

Установка по минерализации (рис. 6.16а) состоит из бака-растворителя со смотровым окном. Циркуляционный насос всасывает по трубопроводу 1 дистиллят из цистерны А, куда он поступает из опреснительной установки, и подает по наружному трубопроводу 2 в бак-растворитель, в который предварительно засыпаны химикалии.

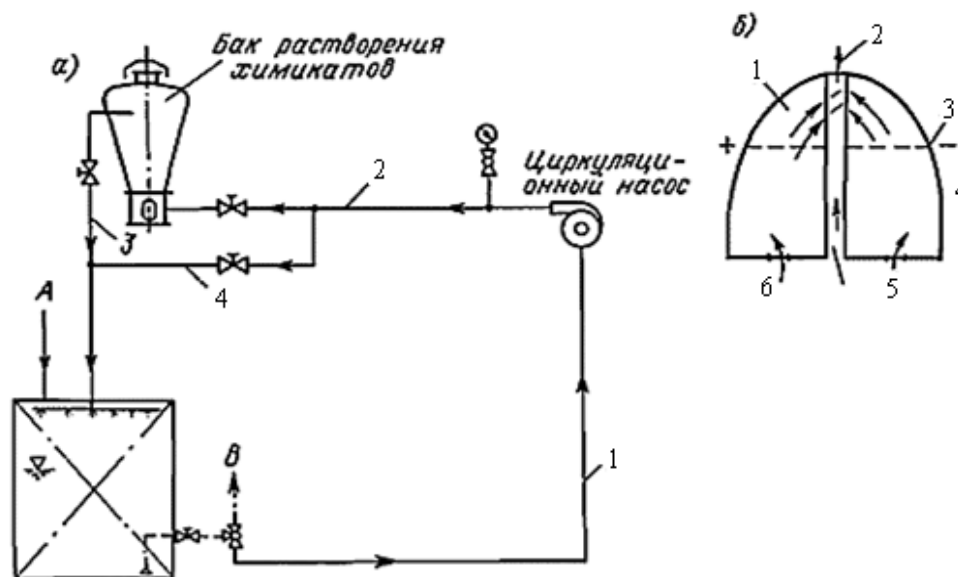


Рис. 6.16. Схемы установки по минерализации дистиллята:

а) для питьевой воды; б) озоногенератора;

1 — озон, 2 — озонированный дистиллят, 3 — клемма подвода тока, 4 — трубка с пробковой изоляцией, 5 — поступление дистиллята, 6 — поступление воздуха

В результате циркуляции дистиллята происходит процесс минерализации в течение 20–30 мин. Чем больше расход воды через ротаметр, тем больше будет площадь кольцевого сечения и, следовательно, тем выше поднимутся поплавки и указатель. Из бака по переливному трубопроводу 3 минерализованный дистиллят поступает вновь в цистерну. В случае необходимости можно перепустить дистиллят от насоса по обводному трубопроводу.

После минерализации вода по трубопроводу В поступает к генератору озона, схема которого показана на рис. 6.16б (поз. 1 – 6 на рисунке пояснены в подрисуночной надписи). Озоногенератор монтируют в шкафу с приборами контроля и автоматизации процесса. Озоногенератор производит 13 г озона в час. Концентрация озона составляет 25 мг озона на 1 л воды. Для работы установки требуется фильтрованный воздух в количестве 500 л/ч. Производительность озоногенератора составляет 4 м³/ч пресной воды. В результате озонирования питьевая вода стерилизуется в бактериологическом отношении и улучшает свои вкусовые качества.

Раздел 7. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЯ МОРЯ

7.1. Общие сведения

Морской транспорт является одним из источников загрязнения морской среды. К основным эксплуатационным судовым загрязнителям могут быть отнесены нефтесодержащие и сточные воды, мусор и выбросы в атмосферу, которые могут нанести непоправимый вред легко уязвимой природе.

Неконтролируемые и нерегулируемые выбросы в моря и водоёмы различных отходов и нефтепродуктов, катастрофические разливы нефти и вредных веществ, загрязнения атмосферы озоноразрушающими и другими токсичными веществами создали условия необратимости процессов в экосистеме планеты, представляющие угрозу биосфере, здоровью и жизни людей. С целью устранения негативных последствий, вызванных загрязнением окружающей среды, были приняты и ратифицированы международные соглашения, а во многих странах разработаны также и национальные программы по предотвращению загрязнения окружающей среды, и в первую очередь морей, водоемов и атмосферы.

Международной морской организацией (ИМО), являющейся органом ООН, в 1973 году была принята «международная конвенция МАРПОЛ 73» по предотвращению загрязнения с судов. «Конвенция МАРПОЛ 73» и протокольные изменения к ней, принятые в 1978 и 1997 годах, представляют собой единый документ, называемый «Конвенция МАРПОЛ 73/78» (далее по тексту, именуемый «Конвенция»). Конвенцией установлены положения правового, организационного и технического характера, которые предусматривают меры по сокращению и предотвращению загрязнения воздушной среды, морей и водоёмов веществами, которые образуются в процессе эксплуатации судов.

Все суда, построенные после вступления в силу международной Конвенции должны удовлетворять ее требованиям по охране окружающей среды. Суда, построенные до этой даты, должны быть подвергнуты модернизации с целью приведения их в соответствие с положениями Конвенции и национальных правил по охране окружающей среды.

7.2. Очистка льяльных вод

Понятие "ляльная вода" с трудом поддается четкому определению. 50 лет назад льяльные воды состояли в основном из смеси воды и дизельного топлива. В настоящее время в их состав кроме воды могут входить тяжелые сорта органических топлив, плотность которых иногда соизмерима с плотностью воды ($0,84\text{--}0,98\text{ г/см}^3$), смазочное масло, масло для гидравлических систем, моющие препараты, присадки к маслам, химикаты, каталитические частицы, сажа и прочие твердые частицы (шлам).

Сегодня очистка льяльной воды предполагает ее очистку:

- от капельных нефтепродуктов;
- от растворенных нефтепродуктов;
- от взвешенных и дискретных частиц топливных шламов и механических примесей.

Сброс льяльных вод с содержанием нефтепродуктов (НП) более 15 объемных частей на миллионов частей воды (15 млн^{-1}), или 15 ppm (англ. *Parts per million*) в открытом море, а также в жизненно важные водоемы (с еще меньшей концентрацией) строго запрещен международным законодательством и карается крупными штрафами. Некоторые правительства, региональные и местные органы власти устанавливают еще более жесткие требования. Например, в территориальных водах США и в Балтийском море сброс прошедшей очистку льяльной воды вообще запрещен.

Методы контроля загрязнений, используемые государственными агентствами и другими уполномоченными органами, становятся все более эффективными (даже в ночное время суток) и сегодня включают как воздушные, так и космические средства определения фактов разлива углеводородов в Мировом океане.

В настоящее время по данным космической съемки 30 % площади мирового океана покрыто нефтяной пленкой. При этом доля загрязнений от аварий танкерного флота составляет только 12 %. Основную роль в загрязнение мирового океана (27 %) вносят сливаемые судами в море нефтеводные смеси (НВС), типичным примером которых являются воды из шламовых цистерн топливных и масляных сепараторов, а также грязный балласт танкеров.

По этой причине, в соответствии с требованиями Конвенции МАРПОЛ 73/78, все суда должны быть оборудованы специальными цистернами для сбора и хранения нефтесодержащих вод (с последующей их выгрузкой в портовые очистные сооружения или специальные суда-сборщики нефтесодержащих вод) либо оснащены собственными системами очистки льяльных вод, которые с 1998 года называются фильтрующим оборудованием.

7.2.1. Фильтрующее оборудование

В настоящее время для очистки льяльных вод морских судов, киль которых был заложен до 01.01.2005 года, разрешается использовать фильтрующее оборудование (ФО) очистной способностью до 15 млн^{-1} и отвечающее требованиям резолюций ИМО А 393(X) и МЕРС 60(33). На судах, киль которых был заложен после 01.01.2005 г., разрешается использовать ФО, отвечающее требованиям Резолюции ИМО МЕРС 107 (49), вступившей в силу с 01.01.2005 г.

Все эти установки в большинстве своем отстойно-коалесцентного типа и полностью автоматизированы. Они весьма просты по конструкции, не имеют движущихся частей, их работоспособность не зависит от крена и

дифферента судна. В ступенях очистки воды ФО, как правило, используются сменные коалесцентные фильтроэлементы, ресурс которых зависит от нефтесодержания и количества взвешенных веществ в очищаемой воде.

Принципиальная схема ФО с учетом требований Регистра представлена на рис. 7.1.

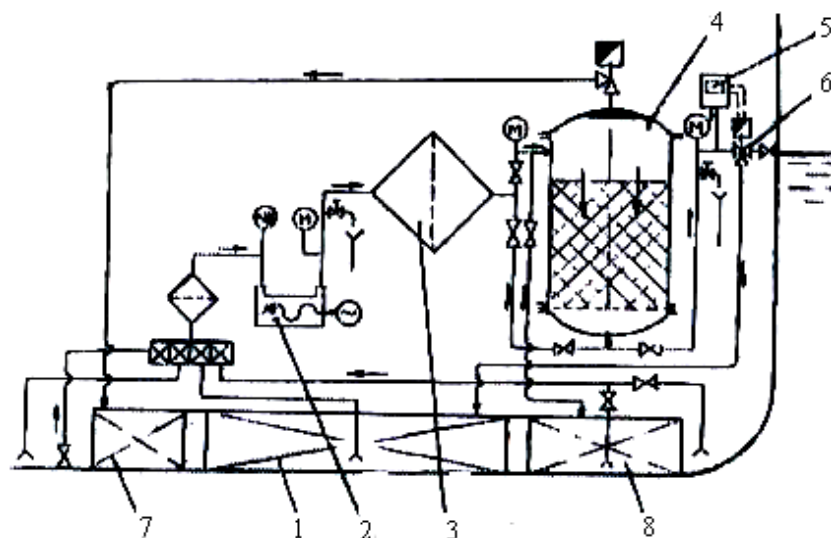


Рис 7.1. Принципиальная схема фильтрующего оборудования для очистки льяльных вод:

- 1 – сборный танк льяльной воды; 2 – насосный агрегат; 3 – предвключенный механический фильтр; 4 – нефтеводный сепаратор с фильтром доочистки;
- 5 – прибор контроля качества очистки воды или сигнализатор предельного нефтесодержания в сбросе; 6 – трехходовой электромагнитный клапан;
- 7 – цистерна отсепарированных нефтепродуктов; 8 – цистерна промывочной воды

По мере накопления нефтесодержащей воды в льялах машинного отделения она перекачивается осушительным насосом в сборный танк 1, где осуществляется предварительный отстой капельных нефтепродуктов. Толщина слоя углеводородов в танке увеличивается. Поэтому отстоявшийся нефтепродукт периодически откачивают из этого танка, чтобы он не попадал в сепаратор 4 и не загрязнял его коалесцентные фильтроэлементы или фильтрующий материал (сорбент).

Перед насосным агрегатом иногда устанавливают механический фильтр грубой очистки.

В настоящее время на морских судах для очистки льяльных вод применяются ФО различных типов как отечественных так и зарубежных производителей (США, Германия, Япония, Южная Корея, Литва и др.). Устройство, принцип работы и анализ опыта технической эксплуатации этих установок подробно изложен в работе [12].

Одним из распространенных методов разделения нефтеводной смеси (НВС) при очистке льяльных вод является метод коалесцентной фильтрации очищаемой воды, при котором капельные нефтепродукты (НП) в объеме очищаемой воды налипают и образуют пленку на поверхности различных коалесцентных материалов.

При фильтрации очищаемой воды через такие материалы, обладающие гидрофобным свойством, происходит укрупнение капель НП за счет их слияния на олеофильной (пористой) поверхности с образованием пленки нефтепродукта (НП). На выходе из таких устройств (деэмульгаторов) на их наружной поверхности (в направлении потока воды) происходит отрыв образовавшейся пленки НП, формирование и всплытие более крупных капель НП в объеме очищенной воды. *Поэтому наличие в сепараторе данного типа отстойной емкости после коалесцентного устройства (деэмульгатора), является необходимым условием для разделения НВС.*

Этот метод очистки льяльных вод на морских судах позволяет получить нефтесодержание в сбросе до 15 млн^{-1} , что соответствует предельно допустимой концентрации (ПДК). Примером простого в управлении и надежного в эксплуатации фильтрующего оборудования (ФО) отстойно-коалесцентного типа может служить установка типа СК-М, разработанная в СССР СКБ «Океан».

Это оборудование с доочистным фильтром типа ФДН соответствует требованиям Резолюции ИМО А. 393(X), а также МЕРС 60(33) и эксплуатируется на морских судах отечественной постройки до настоящего времени. Изготавливается оно производительностью 1,0, 1,6 и 2,5 $\text{м}^3/\text{ч}$ заводом «Балтия» (г. Клайпеда), а также судостроительным заводом в г. Выборге (4 и 10 $\text{м}^3/\text{ч}$).

Принципиальная схема сепарационной установки типа СК-2,5М производительностью 2,5 $\text{м}^3/\text{ч}$ представлена на рис 7.2.

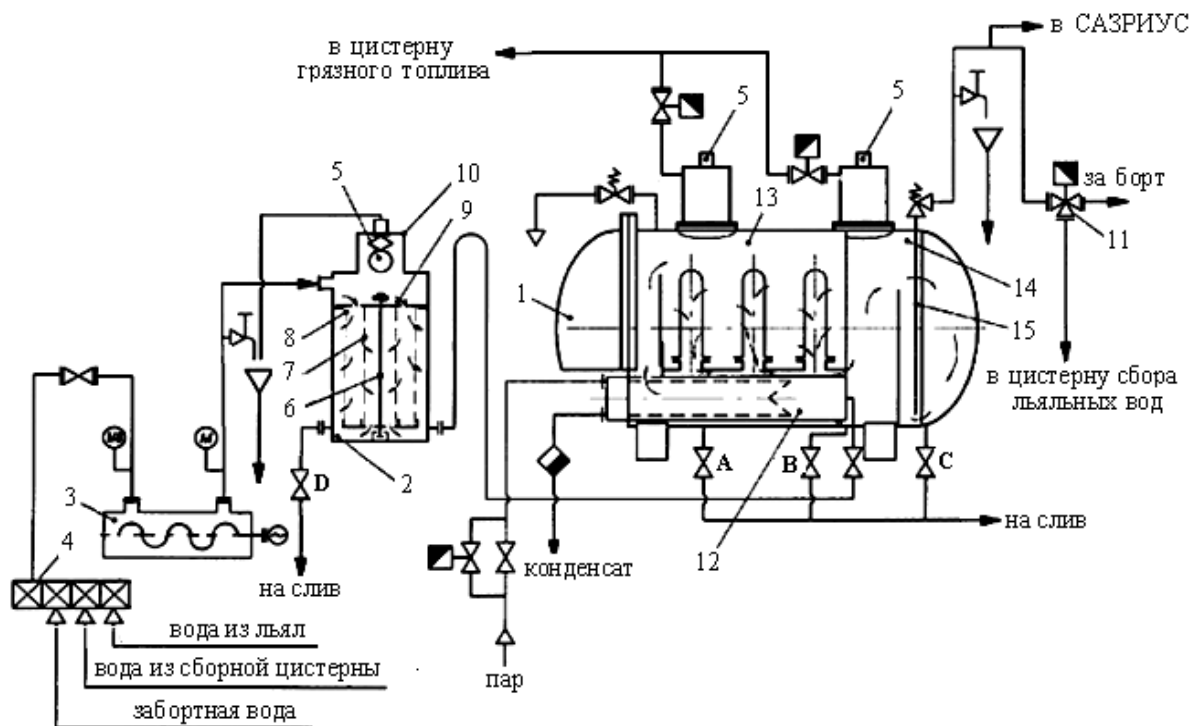


Рис. 7.2. Принципиальная схема сепарационной установки типа СК-М:

- 1 – сепаратор типа СК-2,5М; 2 – предвключенный механический фильтр,
3 – электровинтовой насос (ЭВН 3/5); 4 – клапанная распределительная коробка;
остальные позиции пояснены в тексте.

Очищаемая вода насосом 3 подается в корпус предвключённого механического фильтра 2 и заполняет его, вытесняя воздух через поплавковый клапан 5. Когда уровень воды поднимает поплавок в камере 10 до упора, выход воздуха из фильтра закрывается, а вода через отверстия в горизонтальной пластине 9 опускается вниз между цилиндрическими сборками 7 и 8, которые прижаты к горизонтальной полке в корпусе фильтра через пластину 9 гайкой на трубе 6. Здесь вода очищается от механических примесей фильтрованием через вертикальные слои эластичного пенополиуретана (поролона), установленные на латунных каркасах между сетками, и выходит из фильтра в сепаратор.

Горизонтальный цилиндрический корпус сепаратора 1 разделён вертикальной водонепроницаемой перегородкой на две полости (13 и 14) и оборудован двумя нефтесборниками с поплавковыми воздушными клапанами 5, поэтому он перед использованием должен всегда заполняться чистой заборной водой, а уровень её в нефтесборниках – контролироваться при помощи сливных клапанов. Неконтролируемое осушение корпуса приводит к загрязнению нефтью его внутренних поверхностей плёнкой НП, опускающейся из нефтесборников, и вызывает увеличение концентрации в воде растворенных НП.

Сепараторы типа СК-М для судов, где в качестве топлива для СЭУ используется мазут, оборудованы змеевиковыми паровыми подогревателями 12, повышающими температуру среды в корпусе до 40–50 °С перед её поступлением в отстойную полость первой ступени очистки 13.

Очищенная в сепараторе вода под действием внутреннего давления вытесняется из полости сепаратора 14 по вертикальной трубе 15 через невозвратный клапан за борт судна, если система автоматического замера, регистрации и управления сбросом (САЗРИУС) открывает сливной трехходовой электромагнитный клапан 11. При нефтесодержании воды в сбросе более 15 млн⁻¹ вышеуказанный клапан закрывается, и вода возвращается в сборную цистерну для повторной очистки. Клапаны А, В, С и D (рис. 7.2) предназначены для осушения корпуса сепаратора 1 и предвключенного механического фильтра 2.

Анализируя состав принципиальной схемы установки типа СК-М (рис. 7.2), нетрудно заметить, что в процессе эксплуатации установки в полости корпуса предвключенного механического фильтра 2 (наряду с очисткой нефтесодержащей воды от механических примесей) неизбежно имеет место накопление капельных нефтепродуктов, отсепарированных гравитацией, слив которых не предусмотрен. Когда уровень накопившихся нефтепродуктов достигает нижнего выходного патрубка, они с очищенной водой начинают поступать в сепаратор, загрязняя его коалесцентные фильтроэлементы и значительно уменьшая их ресурс. При этом неизбежно повышение гидравлического сопротивления этих фильтроэлементов. Поэтому априори можно утверждать, что будет происходить продавливание капельных НП через поры термофицированного полипропилена, что неиз-

бежно будет вызывать их деформацию и, как следствие, вторичное их эмульгирование.

На рис. 7.3. представлена конструкция коалесцентного фильтроэлемента для сепараторов типа СК-М.

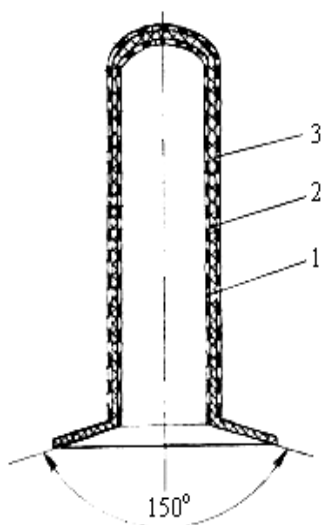


Рис. 7.3. Конструкция коалесцентного фильтроэлемента на основе термофицированного полипропилена

Здесь 1 – стальная перфорированная обечайка; 2 – фильтрационный слой термофицированного полипропилена толщиной 10 мм (получен путем напыления расплава с последующей термофикацией). Этот слой для сепараторов типа СК ограничен снаружи стальной перфорированной обечайкой 3, предохраняющей его от разрыва при возможном увеличении перепада давления при фильтровании изнутри наружу (для сепараторов типа СКМ она отсутствует). Последнее может иметь место из-за роста гидравлического сопротивления фильтроэлемента при кольматации его пор

асфальтенами и парафинами мазута.

В нижней части слой полипропилена имеет отбуртовку под углом 150° , которой он прилегает к посадочному гнезду и прижимается к нему квадратным фланцем при помощи четырех гаек на шпильках.

Высота фильтроэлемента для сепараторов типа СК-1М, СК-1,6М и СК-2,5М составляет 450 мм, а для сепараторов СК-4М и 10М – 650 мм. Внутренний диаметр для всех типоразмеров идентичен. При установившемся режиме фильтрации количество НП на входе в фильтроэлемент равно количеству НП на выходе из его пор. В сепараторах типа СК-М толщина пленки НП на внутренней образующей фильтроэлемента со временем увеличивается, она начинает перемещаться вверх, и постепенно НП заполняют всю внутреннюю полость фильтроэлемента. Фильтрация воды при этом происходит через материал фильтроэлемента и слой НП, находящийся внутри его. Это по замыслу разработчиков должно было повышать эффективность очистки воды от НП. Однако такого на практике не происходит. Частицы нефтеводной эмульсии, если они выходят из пор коалесцентного материала, при фильтрации через слой мазута не коалесцируют между собой. Они сближаются (флокулируют), но не сливаются, пока между ними существует плёнка воды [12].

Сепараторы типа СК-М имели одобрение Регистра на 100 млн^{-1} , поэтому для повышения качества очистки воды (до 15 млн^{-1}) они дооборудовались (на отливном трубопроводе установки) доочистными напорными фильтрами типа ФДН. На рис. 7.4 представлена конструкция такого фильтра производительностью $1,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ для сепараторов типа СК-1,6М.

Здесь в качестве фильтрующей загрузки используется утрамбованная крошка (размер частиц 5–6 мм) из фенольно-формальдегидной смолы, полученная путем механического измельчения теплоизоляционной плиты марки ФС 7-2-100 по ТУ 6-05-968-78. Ресурс загрузки зависит от нефтесодержания очищаемой воды, поступающей через патрубок 5. Чем выше нефтесодержание, тем меньше ресурс фильтрующей загрузки 4.

Очищенная вода на выходе из патрубка 9 должна постоянно анализироваться, чтобы исключить выброс НП за борт судна при заполнении нефтеемкости фильтрующей загрузки. Поэтому установки с фильтрами типа ФДН обязательно имеют в своем составе прибор контроля качества очистки воды или сигнализатор предельного нефтесодержания в сбросе.

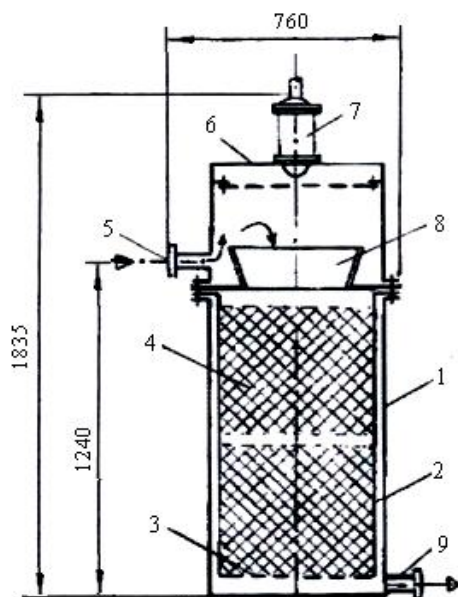


Рис 7.4. Принципиальная схема фильтра типа ФДН для СК-1,6М:

- 1 – цилиндрический корпус;
- 2 – внутренний стакан;
- 3 – перфорированное днище;
- 4 – фильтрующая загрузка;
- 5 – входной патрубок;
- 6 – крышка;
- 7 – камера воздушного поплавкового клапана;
- 8 – воронка;
- 9 – выходной патрубок.

7.2.2. Возможности улучшения работы фильтрующего оборудования

Анализ технической эксплуатации ФО типа СК-М позволил выявить некоторые недостатки в конструкции этого оборудования [12]:

- накопление капельных нефтепродуктов в корпусе предвключенного механического фильтра, вызывающее поступление их в сепаратор и неизбежное загрязнение коалесцентных фильтроэлементов;
- поры коалесцентных фильтроэлементов из термофицированного полипропилена подвержены колюматации (заиливанию) асфальтенами, парафинами и топливным шламом;
- при увеличении гидравлического сопротивления на фильтроэлементах возрастает перепад давления, что приводит к продавливанию капель НП и вызывает их вторичное эмульгирование;
- фильтроэлементы после загрязнения тяжелыми фракциями мазутов очистить не представляется возможным, поэтому они подлежат замене и утилизации;
- паспортный ресурс штатных фильтроэлементов составляет не более 50–100 ч. Фактически он гораздо меньше, если очищаемая вода содержит

мазут, концентрация которого превышает 250 млн^{-1} .

Анализ патентных материалов и опыт работы ряда зарубежных фирм по производству судового фильтрующего оборудования показывают, что необходима разработка специальных коалесцентных материалов с широким диапазоном свойств, основными из которых являются высокая эффективность деэмульгирования НП и способность материала к регенерации.

В настоящее время на морских судах широко используются тяжелые сорта органического топлива, плотность которых достигает $0,98 \text{ г/см}^3$, т. е. соизмерима с плотностью воды. НВС на основе такого топлива не разделяются на основе сил гравитации даже при нагреве. Указанное значение плотности частиц НВС превышает средние значения плотности НП, применявшихся ранее при типовых испытаниях судового нефтеводяного сепарационного оборудования по программе, оговоренной в Резолюции ИМО А.393 (X). Поэтому ФО типа СК-М не предназначено для эксплуатации на таких НВС.

Вступление в силу новых требований МАРПОЛа, оговоренных Резолюцией ИМО МЕРС 107 (49) и принятых международным сообществом 18.07.2003 г., ужесточают методы проведения типовых испытаний ФО для предотвращения загрязнения моря с судов.

Возможности выбора ФО, являющегося наиболее важным и неотъемлемым компонентом осушительной системы судна, весьма ограничены. Существующее оборудование в своем большинстве отстойно-коалесцентного типа и не может очищать воду от эмульгированных НП. Эффективных схем реализации технологии очистки вод с точки зрения цены, качества, надежности и простоте обслуживания до сих пор нет.

Основным недостатком коалесцентного метода фильтрации является то, что отфильтрованные НП со временем накапливаются в фильтрующем материале, забивая поры, снижая пропускную способность и эффективность фильтрации, требуя периодического обслуживания (регенерации).

Поэтому первоначальной задачей разработки современного ФО является поиск новых эффективных и дешевых материалов, способных к регенерации при разделении НВС [12]. В качестве таких материалов экономически целесообразно использовать зернистые загрузки коалесцентных деэмульгаторов на основе гидрофобных полимеров, выпускаемых отечественной промышленностью. Экспериментальное определение и расчет оптимальных режимов фильтрации НВС через такие зернистые материалы позволяет определять их ресурс при технической эксплуатации судовых нефтеводяных сепараторов.

Работы в данном направлении в настоящее время проводятся на кафедре СКТУ и ВЭО Морского государственного университета имени адмирала Г. И. Невельского.

Подробному изучению фильтрующего оборудования и современных методов очистки льяльных вод посвящен специальный раздел дисциплины «Технологии обработки воды на морских судах».

7.3. Судовые инсинераторы

В процессе нормальной эксплуатации судовой энергетической установки и судна в целом образуются твердые отходы, нефтеводосодержащие смеси, промасленная ветошь, и пр., которые требуют утилизации на судне или сдаче на берег.

В соответствии с требованиями МАРПОЛ 73/78 значительное развитие и широкое применение в последние годы получил термический способ обработки судовых отходов. Отходы сжигаются в специальных печах-инсинераторах.

Судовые инсинераторы (англ. *incinerate* – *сжигать, испепелять, кремировать*) служат для термического уничтожения (сжигания) твердых бытовых отходов (мусора), а также для сжигания топливного шлама (sludge) – отходов топливного и масляного сепараторов машинного отделения.

Особенно актуально применение инсинераторов на судах, совершающих длительные рейсы и не имеющих возможности регулярно сдавать отходы соответствующим портовым службам

Данным способом можно уничтожить практически все виды судовых отходов, за исключением металла и стекла, которые следует отделять из общей массы. Производительность инсинератора определяется количеством отходов, которые могут быть сожжены в единицу времени.

Способ термической обработки судовых отходов имеет следующие преимущества: возможность переработки всех видов мусора и значительное уменьшение его объема; стерильность образующихся остатков; автоматизация процесса.

Установки для сжигания мусора должны иметь сертификат Регистра, подтверждающий фактическую способность сжигать отходы, наименование которых должно быть перечислено в Инструкции по эксплуатации установки для сжигания мусора. Кроме того, все инсинераторы, установленные на судах после 01 января 2000 г., должны иметь Свидетельство о типовом одобрении (СОТО).

В инсинераторах, имеющих СОТО, разрешено частичное сжигание пластика (например, бумаги – 30 %, картона – 40 %, ветоши – 10 %, пластика – 20 %. Зола, которая образуется в результате сжигания мусора, представляет собой обеззараженный мусор и он сбрасывается за борт на расстоянии более 12 морских миль от ближайшего берега за пределами особых районах, за исключением золы пластмасс, которая может содержать остатки токсичных веществ и тяжелых металлов. Такая зола сохраняется на борту и сдается на береговые или плавучие сооружения.

При сжигании мусора запрещается загружать в инсинераторы большое количество промасленной ветоши и пластика, так как это может привести к резкому повышению температуры в реакторе и повышенной дымности отходящих газов, поэтому следует обратить внимание на использование инсинераторов в портах. Так, например, в территориальных водах стран-участников Конвенции ХЕЛКОМ 92 в районе Балтийского моря запрещается

ется любое сжигание отходов, образовавшихся на борту судна.

Отсепарированные нефтяные остатки и нефтесодержащая ветошь подлежат уничтожению на судне в установках для сжигания судовых отходов или сдаче на берег, о чем делается соответствующая запись в журнале нефтяных операций (ЖНО), часть 1.

К недостаткам способа можно отнести достаточную пожароопасность на судне, повышенный расход топлива и трудоемкость дополнительного обслуживания.

7.3.1. Принцип работы инсинератора

Процесс сжигания мусора в инсинераторе можно условно разделить на два этапа: предварительное высушивание и собственно сжигание.

Высушивание мусора позволяет полнее использовать их теплотворную способность и тем самым экономить топливо. Эффективность высушивания отходов зависит от следующих факторов: распределения влаги в пределах массы отходов; температуры в зоне высушивания (сгорания); наличия устройств для перемешивания отходов с целью повышения скорости переноса тепла; размера частиц отходов (уменьшение размеров частиц способствует не только более быстрому высушиванию, но и более эффективному сжиганию).

Высушивание отходов в инсинераторах происходит путём конвекционного переноса теплоты от потоков горячего воздуха, а также за счет нагрева от пламени или от поверхности камеры сгорания. Естественно, что определяющим для процесса высушивания и сжигания является количество обеспечиваемой теплоты. Оно достигается сжиганием топлива, впрыскиваемого через специальные форсунки, а также теплотворной способностью самих отходов. Создать оптимальный режим процесса сжигания в инсинераторах довольно сложно из-за того, что различные компоненты отходов значительно отличаются по теплотворной способности. Зная теплотворную способность каждого компонента, входящего в отходы, объем накапливаемых отходов и их состав, можно подсчитать общую теплотворную способность массы и определить потребный тип инсинератора. На общую теплотворную способность массы отходов большое влияние оказывает соотношение различных компонентов, и в первую очередь пищевых отходов и сухого мусора (бумага, пластмасса и т. п.).

В современных инсинераторах предварительное высушивание отходов осуществляется непосредственно в топке. Подсушке способствуют применяемые для этих целей колосниковые решетки, а также подача в топку воздуха.

Исключение составляет шлам сточных вод: влажность его значительно превышает допустимый предел, до которого можно сжигать отходы без подачи в топку дополнительного топлива. Иногда шлам предварительно перемешивают с топливом в специальном смесительном устройстве.

Перед сжиганием отходы целесообразно подготовить: отделить пред-

меты, способные при расплавлении залить отверстия колосниковых решеток и тем самым уменьшить подачу воздуха, например предметы из алюминиевых сплавов или стекла (температура плавления их соответственно около 700 и около 1100 °С). Процесс подсушивания отходов, а следовательно и их последующее сжигание, значительно улучшается, если в топке есть устройства для перемешивания отходов.

Топку обычно разогревают до температуры не менее 500 °С и заполняют твердыми отходами. Сжигание отходов осуществляется по принципу пиролиза. При температуре около 300 °С из органических веществ начинается испарение газообразных фракций. Происходит так называемая сухая перегонка твердых отходов. Газы поднимаются в верхнюю часть топки или в смежную камеру сгорания и там с помощью вспомогательного факела полностью сгорают. При температуре более 750 °С дурно пахнущие газы в течение нескольких секунд распадаются.

Жидкие отходы подают в инсинераторы в распыленном виде через специальные шламовые форсунки. Подготовка жидких отходов к сжиганию заключается в приготовлении смеси, содержащей не менее 50 % топлива и предварительно подогретой до 60–80 °С жидкого шлама.

Теоретически для сжигания 1 кг жидких отходов требуется около 4 кг атмосферного воздуха. Для уверенности в полном сгорании отходов рекомендуется обеспечивать 50 % избытка воздуха. Следовательно, рекомендуемый расход составляет 6 кг воздуха на 1 кг отходов.

7.3.2. Типы судовых инсинераторов

Технические требования касающиеся проектирования, изготовления, эксплуатационных характеристик, эксплуатации и испытания инсинераторов, мощность каждого блока которых составляет до 1500 кВт, предназначенных для сжигания мусора и других отходов на борту судна, регламентируются нормативным документом: «Стандартные технические требования к судовым инсинераторам», одобренные резолюцией МЕРС. 76(40) от 25 сентября 1997 г., с изменениями, внесенными резолюцией МЕРС.93 (45) от 05.10.2000.

Установки для сжигания мусора должны иметь сертификат Регистра, подтверждающий фактическую способность сжигать отходы, наименование которых должно быть перечислено в Инструкции по эксплуатации установки для сжигания мусора.

Среди большого разнообразия судовых инсинераторов для ознакомления с общими принципами их устройства, действия и требованиями по безопасной эксплуатации, рассмотрим следующие [5]:

- инсинератор СП-50, производства Украина (киевский завод «Ленинская кузница»);
- инсинератор GS-500, норвежского производства;
- инсинератор фирмы «Atlas».

Инсинератор СП-50 производства киевского завода «Ленинская кузница» (рис. 7.5) состоит из трех блоков: печи, агрегата подготовки нефтеотходов и вентиляционно-вытяжного агрегата. Камера сгорания, выполненная из огнеупорных блоков, имеет цилиндрическую форму. В соединениях блоков футеровки 3 предусмотрены отверстия-сопла 4, через которые воздух поступает в камеру. Днище, наружные стенки и перекрытие полые. Воздух, засасываемый вентиляционно-вытяжным агрегатом, проходит через горловину днища и полости наружных крышек, охлаждая наружные стенки 1 установки и термоизоляцию 2.

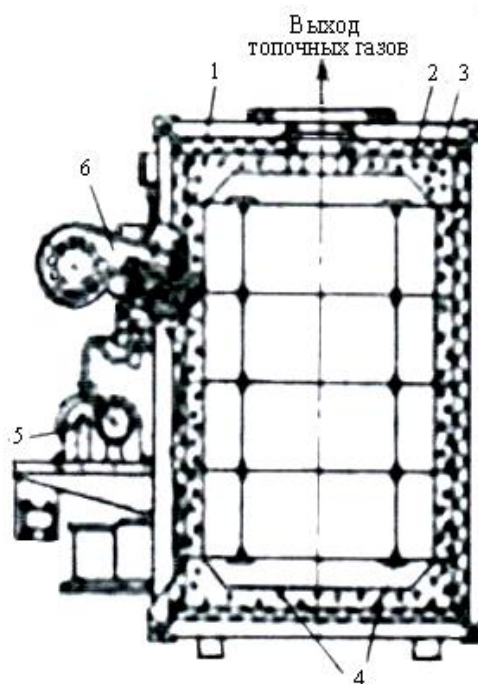


Рис. 7.5. Инсинератор СП-50 производства Украина

В составе механизмов инсинератора две форсунки 6 – для подачи топлива и нефтеотходов. Топливная форсунка распыливает дизельное топливо с помощью специального устройства для закручивания потока воздуха и снабжена электродами зажигания. Форсунка нефтеотходов установлена в отверстии топливной форсунки, т. е. концентрично, в общем корпусе. Подача нефтешлама осуществляется дозирующим устройством 5.

Чтобы обеспечить безопасное обслуживание и не допустить открытия лючка, через который загружаются твердые отходы, имеется специальный электромагнитный замок, срабатывающий при температуре в камере сгорания свыше 50-70 °С. Загрузочное устройство состоит из внутренней и наружной дверей, блокирующего устройства, лотка, рукояток. Твердые отходы загружают в лоток, после чего наружную дверь закрывают, поворачивают рукоятки, открывающие внутреннюю дверь, и отходы сбрасываются в камеру сгорания.

Для наблюдения за процессом горения в наружной двери и футеровке внутренней двери предусмотрены смотровые щели. Подачу нефтеотходов регулируют путем изменения подачи насоса.

Агрегат подготовки нефтеотходов представляет собой сварную цилиндрическую емкость, внутри которой установлен паровой змеевик для подогрева смеси. Нефтеотходы перемешиваются с помощью электронасоса.

Инсинератор снабжен также необходимой системой автоматического управления и контроля.

Таблица 7.1

Технические характеристики инсинератора СП-50

Производительность по сжиганию судовых отходов, кг/ч	50
Масса разовой загрузки, кг	20
Максимальная температура в камере сжигания, °К	1673
Температура уходящих газов, °К	623
Потребляемая мощность, кВт	16
Напряжение трехфазной сети, В	380
Частота, Гц	50
Максимальный расход топлива, кг/ч	6,5
Габаритные размеры, мм	1770×1470×1810
Масса, кг	2550

Инсинератор GS-500 (рис. 7.6) состоит из двух камер, образующих так называемую полупиролизную систему. Левая камера 1 предназначена для сжигания мусора, правая 2 – для сжигания шлама. Инсинератор оборудован топливной и шламовой форсунками, соединенными в специальное топочное устройство (на рисунке не показано) и газоходом 4. Вентилятор, подсоединяемый к газоходу, создает в камерах необходимое разрежение. Воспламенение отходов осуществляется за счет теплового излучения от топочного устройства

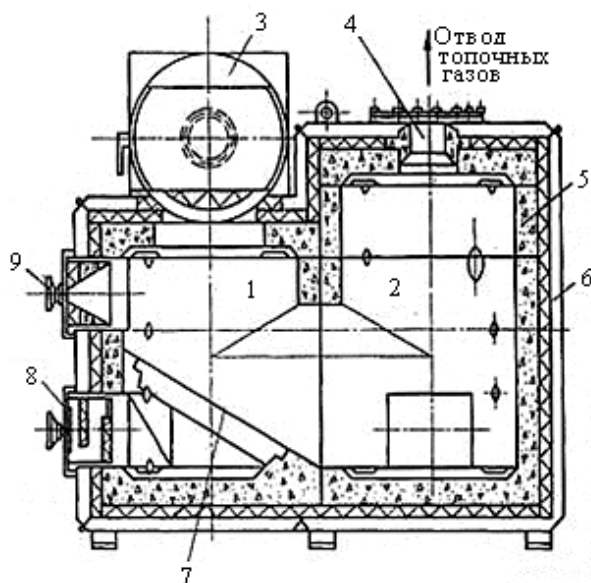


Рис. 7.6. Инсинератор GS-500, норвежского производства



Рис. 7.7. Инсинератор фирмы «Atlas»

Твердые отходы загружаются через приемный поворотный люк 3 после

того, как температура в печи достигнет заданного значения. Колосниковая решетка 7, на которую попадают отходы, имеет шурующее устройство, обеспечивающее более эффективное их сгорание. Поток газов, отходящих от сжигаемых отходов, поступает во вторичную камеру, где происходит дожигание газов и несгоревших частиц отходов. Пройдя зону горелки, поток дымовых газов смешивается с потоком охлаждающего воздуха и затем выбрасывается в дымоход вентилятором рециркуляции. В газоходе между камерой сгорания и вентилятором имеется шибер (заслонка). Процесс горения (количество подаваемого воздуха) регулируется положением заслонки.

Камеры сгорания представляют собой стальные конструкции с обмуровкой из шлак устойчивых огнеупорных блоков 5. Обмуровка имеет модульную конструкцию, позволяющую менять отдельные блоки. Внутренняя сторона стальных камер покрыта слоем изоляции. Между двойными листами стали находится воздушная охлаждающая рубашка 6. Камеры сгорания имеют круглую форму и соединены между собой отверстием в районе днища. Емкость приемного пространства около 125 л. На лицевой стороне установки на дверце 9 предусмотрено смотровое стекло, позволяющее механику контролировать количество загруженных в камеру отходов и наблюдать за работой системы. В нижней части расположена дверца 8 для удаления золы и шлака.

Топочное устройство состоит из форсунки с двумя соплами. Производительность 14–28 л/ч. Шламовая форсунка также вмонтирована в топочное устройство и состоит из двух труб. Внутренняя труба предназначена для подвода шлама. Диаметр ее канала равен 8 мм. Наружная труба служит для подвода пара, который используется для распыливания и отчасти – для подогрева шлама. Топочное устройство расположено таким образом, чтобы наиболее эффективно использовать факелы горения. В данном инсинераторе завихренные факелы сначала направляются к днищу, откуда поднимаются в центральной зоне камеры сгорания и лишь затем направляются к газоходу. Охлаждающий воздух, смешиваемый с дымовыми газами на выходе из камеры, засасывается из нижней части кожуха камеры и понижает температуру отходящих газов до уровня не выше 400 °С. Процесс сжигания автоматически контролируется специальной программой. Для контроля горения используется фотоэлектрический датчик.

Инсинератор фирмы «Atlas» (рис. 7.7) представляет собой агрегатированное устройство, в котором инсинератор и все навесное оборудование собрано в единый блок.

Компания «Atlas» выпускает инсинераторы шести типоразмеров, производительностью от 209 кВт до 2.3 МВт, что соответствует объему утилизируемого шлама (с содержанием воды 20 % по ИМО) от 24 до 270 л/ч.

Основные характеристики инсинераторов Atlas:

- многокамерный дизайн;
- возможность одновременного сжигания шлама и твердых отходов;

- сжигание шлама с содержанием воды до 50 % без использования дизельного топлива;
- вытяжной воздушный вентилятор.

7.3.3. Эксплуатационные требования

1. Система инсинератора должна быть спроектирована и изготовлена для эксплуатации в следующих условиях.

1.1. Максимальная температура отверстия для выпуска топочных газов из камеры сгорания 1200 °С.

1.2. Минимальная температура отверстия для выпуска топочных газов из камеры сгорания 850 °С.

1.3. Температура предварительного нагревания камеры сгорания 650 °С.

2. Инсинератор должен быть спроектирован таким образом, чтобы температура в фактическом пространстве сгорания достигала 600 °С в течение 5 минут после пуска.

3. Системы инсинераторов должны эксплуатироваться с пониженным (отрицательным) давлением в камере сгорания так, чтобы в окружающее пространство не просачивались газ или дым.

4. Режим продувки инсинератора в период пуска и остановки должен отвечать временным требованиям, указанным в табл. 7.2.:

Таблица 7.2

Режим продувки инсинератора

Предварительная продувка до зажигания:	По меньшей мере 4 замены воздуха в камере(ах) и дымовой трубе, но не менее 15 секунд.
Время между повторными пусками:	По меньшей мере 4 замены воздуха в камере(ах) и дымовой трубе, но не менее 15 секунд.
Последующая продувка после отключения подачи жидкого топлива:	Не менее 15 секунд после закрытия топливного клапана.
Выхлопные газы из инсинератора:	Минимум 6 % O ₂ (в измеренном в потоке сухого газа).

5. На блоке инсинератора в заметном месте должны быть прикреплены таблицы, содержащие предупреждения против несанкционированного открытия дверей камеры (камер) сгорания во время эксплуатации и против перегрузки инсинератора мусором.

6. На блоке инсинератора в заметном месте должна быть прикреплена пластинка с четким указанием порядка пуска, нормального отключения, аварийного отключения, а также загрузки мусора.

7. Очистка камеры (камер) сгорания от золы и шлака, а также очистка отверстий для воздуха, поступающего в зону горения, должна осуществляться до пуска инсинератора.

8. Во избежание скопления диоксинов топочные газы должны подвергаться быстрому охлаждению до максимальной температуры 350 °С не далее, чем в 2,5 метрах от выхода топочных газов из камеры сгорания.

7.3.4. Особые требования по эксплуатации инсинератора

1. Изделия из пластика и полиэтиленовые отходы (необходимо собирать отдельно от других отходов (в контейнер или полиэтиленовый мешок) и сдавать в портах захода (в том числе и иностранных) либо сжигать в инсинераторе, где обеспечивается высокая температура горения, принудительное дутьё и подача большого количества воздуха.

2. При сжигании пластика в отходящих газах образуются токсичные компоненты (в зависимости от вида пластика), такие как газообразные хлористо-водородные (HCL) и цианисто-водородистые (HCN) кислоты. Эти и другие промежуточные соединения, образующиеся при сгорании пластика могут быть особенно опасны. Поэтому пластиковые отходы должны сжигаться только при нахождении судна в открытом море небольшими порциями в момент, когда в инсинераторе достаточно высокая температура (например, при сжигании нефтяных остатков) при включенном принудительном дутье и закрытии грузочных дверей после загрузки.

3. Категорически запрещается смешивать пищевые отходы с бытовыми и нефтесодержащими отходами.

4. Несмотря на то, что сброс пищевых отходов разрешён в особых районах, за 12-мильной зоной, на ходу судна, ряд государств применяют правила контроля за распространением заболеваний человека, растений и животных, которые могут переноситься из-за границы в пищевых отходах или в пищевой упаковке, посуде разового пользования. Эти правила могут требовать инсинерацию (сжигание) или иную обработку мусора для уничтожения болезнетворных организмов. Такой мусор должен накапливаться отдельно от остального мусора с последующей сдачей его в порту в соответствии с законоположениями государства порта.

5. При расчете емкости мусоросборников следует руководствоваться национальными санитарными правилами. При подходе к особым районам и другим районам моря, где сброс мусора запрещен, администрация судна обязана оповестить об этом экипаж и пассажиров. Все средства для сбора периодически сбрасываемого в море мусора должны быть заблаговременно опорожнены и приготовлены для приема мусора.

6. Администрация судна обязана постоянно следить за санитарным состоянием устройств и оборудования для сбора и обработки мусора и своевременно принимать меры по устранению выявленных недостатков.

Список литературы

1. Воронов В. Ф., Арцыков А. П. Судовые гидравлические машины: учебник для вузов. – Л.: Судостроение, 1976. – 302 с.
2. Ермилов Е. Г. Теплообменные аппараты и конденсационные установки. – Л.: Судостроение, 1969. – 263 с.
3. Башуров Б. П. Судовые насосы и вентиляторы: тексты лекций. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1983. – 32 с.
4. Завиша В. В., Декин Б. Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы. – М.: Транспорт, 1974. – 358 с.
5. Карнилов Э. В., Бойко П. В., Голофастов Э. И. Вспомогательные механизмы и судовые системы: справочник. – Одесса: Экспресс-Реклама, 2009. – 290 с.
6. Коваленко В. Ф., Лукин Г. Я. Судовые водоопреснительные установки. – Л.: Судостроение, 1970. – 304 с.
7. Лукин Г. Я., Колесник Н. Н. Опреснительные установки промыслового флота. – М.: Транспорт, 1970. – 366 с.
8. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
9. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
10. Певзнер Б. М. Насосы судовых установок и систем – Л.: Судостроение, 1971. – 384 с.
11. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник. – М.: Энергоиздат, 1984. – 79 с.
12. Тихомиров Г. И. Судовое фильтрующее оборудование для предотвращения загрязнения моря: учеб. Пособие. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2012. – 133 с.
13. Харин В. М. [и др.]. Судовые вспомогательные механизмы и системы: учебник – М.: Транспорт, 1992. – 312 с.
14. Чиняев И. А. Судовые вспомогательные механизмы: учебник для вузов водного транспорта. – М.: Транспорт, 1989. – 295 с.
15. Правила классификации и постройки морских судов. т. 2. – Российский морской регистр судоходства. – СПб: 1999.
16. Правила эксплуатации судовых технических средств и конструкций. РД 31.21.30 - 9Ф. – СПб: ЗАО «ЦНИИК-1Ф», 1997. – 342 с.
17. Правила технической эксплуатации судовых вспомогательных механизмов. Утверждены Приказом Роскомрыболовства РФ от 5 мая 1999 г. № 107. Текст документа по состоянию на июль 2011 года.

Список сокращений

ВОУ – водоопреснительная установка;
ГД – гидравлический двигатель;
ГМ – гидравлическая машина;
ГП – гидравлическая передача;
ДП – диаметральной плоскость;
ЖБО – журнал балластных операций;
ЖНО – журнал нефтяных операций;
ИМО – международная морская организация;
МАРПОЛ – международная Конвенция по предотвращению
загрязнения моря с судов
НВС – нефтеводяные смеси;
НП – нефтепродукты;
ОВ – осевой вентилятор;
ОН – осевой насос;
ОУ – опреснительная установка;
ПДК – предельно допустимая концентрация
РК – рабочее колесо;
САЗРИУС – система автоматического замера, регистрации
и управления сбросом;
САУ – средства активного управления;
СОТО – свидетельство о технической регистрации;
СЭУ – судовая энергетическая установка;
ФО – фильтрующее оборудование;
ХН – характеристика насоса;
ХС – характеристика сети;
ЦВ – центробежный вентилятор;
ЦН – центробежный насос;
ЭУ – энергетическая установка.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Раздел 1. СУДОВЫЕ НАСОСЫ	5
1.1. Общие сведения	5
1.2. Судовые насосы. Классификация	5
1.3. Энергетические параметры насоса	8
1.4. Характеристика гидравлической сети и рабочий режим насоса	11
1.5. Вакуумметрическая высота всасывания	14
1.6. Регулирование и совместная работа насосов	15
1.6.1. Регулирование работы насоса	15
1.6.2. Совместная работа насосов	18
1.7. Условия работы насосов	21
1.8. Конструкция, принцип действия и классификация ЦН	22
1.8.1. Основное уравнение центробежных насосов	24
1.8.2. Влияние конечного числа лопастей рабочего колеса на напор ...	27
1.8.3. Влияние угла β_2 рабочих лопаток на напор насоса	28
1.8.4. Коэффициент быстроходности. Формы рабочих колес	29
1.8.5. Проточные каналы корпуса насоса	31
1.8.6. Осевая сила, действующая на рабочее колесо	34
1.8.7. Способы уравнивания осевой силы	35
1.8.8. Кавитация. Допустимая высота всасывания	38
1.8.9. Характеристики центробежных насосов	40
1.8.10. Помпаж насоса	42
1.8.11. Техническое использование центробежных насосов	43
1.9. Осевые насосы	44
1.10. Струйные насосы	46
1.11. Вихревые насосы	50
1.12. Поршневые насосы	54
1.12.1. Устройство, принцип действия	54
1.12.2. Графики подачи и степень неравномерности	56
1.12.3. Стабилизация давления с помощью воздушных колпаков	58
1.13. Водокольцевые насосы	60
1.13.1. Устройство, принцип действия	60
1.13.2. Техническое использование водокольцевых насосов	62
1.14. Пластинчатые насосы	64
1.15. Роторно-поршневые насосы	65
1.15.1 Радиально-поршневые насосы	66
1.15.2. Аксиально-поршневые насосы	67
1.16. Шестеренные насосы	68
1.16.1. Устройство, принцип действия	69
1.16.2. Техническое использование шестеренных насосов	71
1.17. Винтовые насосы	72

Раздел 2. СУДОВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ	74
2.1. Классификация, устройство, принцип действия.	74
2.2. Энергетические параметры вентилятора	76
2.3. Характеристики вентиляторов.	78
2.4. Техническое использование вентиляторов	78
Раздел 3. СИСТЕМЫ ОБЩЕСУДОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ	79
3.1. Назначение, составные части и классификация судовых систем	79
3.2. Конструктивные элементы трубопроводов систем	80
3.2.1. Трубы	80
3.2.2. Путевые соединения труб	81
3.2.3. Фасонные части трубопроводов	86
3.2.4. Арматура	87
3.3. Осушительная система	91
3.4. Балластная система	93
3.4.1. Классификация балластных вод.	95
3.4.2. Особые требования по замене балласта.	96
3.5. Противопожарные системы	98
3.5.1. Сигнальные противопожарные системы	99
3.5.2. Водопожарные системы	100
3.5.3. Требования, предъявляемые к водопожарным системам	102
3.6. Санитарные системы	104
3.6.1. Система водоснабжения	105
3.6.2. Системы сточная, фановая и шпигатов	107
3.7. Правила нанесения отличительных и предупреждающих знаков ...	108
Раздел 4. РУЛЕВОЕ УСТРОЙСТВО	109
4.1. Общие сведения.	109
4.2. Действие руля на судно	110
4.3. Основные типы рулей	112
4.4. Дополнительные средства управления судном	113
4.5. Механизмы привода руля	115
4.6. Рулевые приводы	115
4.7. Рулевые машины	118
4.7.1 Рулевые машины с ручным приводом	118
4.7.2. Электрические рулевые машины	120
4.7.3. Гидравлические рулевые машины	120
4.7.4. Приводы (системы) управления рулевыми машинами	126
4.8. Приводы (системы) управления рулевыми машинами	125
4.9. Требования, предъявляемые к приводам руля	127

Раздел 5. ПАЛУБНЫЕ МЕХАНИЗМЫ	128
5.1. Якорное устройство	129
5.2. Швартовное устройство	132
5.3. Якорно-швартовные механизмы, устройство, принцип действия ...	135
5.3.1 Брашпили	138
5.3.2. Шпили	144
5.3.3. Швартовные лебедки	145
5.4. Техническое использование якорно-швартовных механизмов	150
5.5. Грузовые устройства	151
5.6. Механизмы открытия (закрытия) грузовых люков	152
5.7. Шлюпочное устройство	157
Раздел 6. СУДОВЫЕ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ	162
6.1. Общие сведения о морской воде	162
6.2. Классификация потребителей пресной воды	163
6.3. Способы опреснения морской воды	164
6.4. Классификация опреснительных установок	167
6.4.1. Регенерация тепла вторичного пара	169
6.4.2. Опреснительные установки кипящего типа	172
6.4.3. Адиабатные опреснительные установки	175
6.5. Средства автоматического регулирования, защиты и контроля	181
6.5.1. Соленомеры	181
6.5.2. Автоматический клапан солености	182
6.5.3. Расходомер опреснительной установки	182
6.5.4. Автоматический регулятор питания	183
6.6. Приготовление воды питьевого качества	184
Раздел 7. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЯ МОРЯ	186
7.1. Общие сведения	186
7.2. Очистка льяльных вод	186
7.2.1. Фильтрующее оборудование	187
7.2.2. Возможности улучшения работы фильтрующего оборудования	192
7.3. Судовые инсинераторы	194
7.3.1. Принцип работы инсинератора	195
7.3.2. Типы судовых инсинераторов	196
7.3.3. Эксплуатационные требования	200
7.3.4. Особые требования по эксплуатации инсинератора	201
Список литературы	202
Список сокращений	203

Учебное издание

Анатолий Михайлович Тё

СУДОВЫЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХНИЗМЫ,
СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

Учебное пособие

Печатается с готового оригинал-макета, подготовленного автором.

Усл. печ. л. 12, 9. Уч.- изд. л. 11,55. Формат 60 × 84 $\frac{1}{16}$

Тираж 150 экз

Заказ №

Отпечатано в типографии ИПК МГУ им. адм. Г. И. Невельского
690059, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а