

В.М. Харин  
О.Н. Занько  
Б.Г. Дёкин  
В.Т. Писклов



# СУДОВЫЕ МАШИНЫ, УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

В.М. ХАРИН  
О.Н. ЗАНЬКО  
Б.Г. ДЕКИН  
В.Т. ПИСКЛОВ

# СУДОВЫЕ МАШИНЫ, УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

*Учебник для высших морских учебных заведений*

*Под общей редакцией  
доктора технических наук, профессора  
В.М. Харина*

---

Одесса  
ФЕНИКС  
2010

Москва  
ТРАНСЛИТ  
2010



*Утверждено ученым советом Одесской национальной морской академии в качестве учебника по направлению 1003 "Судовождение и энергетика судов", профессиональной направленности "Эксплуатация судовых энергетических установок" 27 апреля 2006 г., протокол № 8.*

**Авторский коллектив:**

**В.М. Харин**, д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой судовых вспомогательных установок ОНМА (главы 3—6);

**О.Н. Занько**, канд. техн. наук, доцент, судовой механик первого разряда (главы 9—12, § 7.4);

**Б.Г. Декин**, канд. техн. наук, профессор (глава 8, §§ 1.1, 7.2, 7.3);

**В.Т. Писклов**, канд. техн. наук, профессор (главы 2, 3, § 7.1, глава 13 подготовлена **М.А. Колегаевым**, профессор, канд.техн. наук. §§ 3.4, 3.6, 6.5 подготовлены **А.Г. Калуевым**, канд. техн. наук. §§ 4.1, 4.2 подготовлены **А.Д. Пресняковым**, механиком первого разряда.

**Рецензенты:**

проректор по научной работе Одесской национальной морской академии, профессор, докт. техн. наук, заслуженный работник народного образования Украины **В.А. Голиков**;

зав. кафедрой прикладной гидроаэромеханики и механотроники национального технического университета Украины "Киевский политехнический институт", профессор, докт. техн. наук, заслуженный деятель науки и техники Украины **О.М. Яхно**;

профессор Одесской государственной академии холода, докт. техн. наук, заслуженный деятель науки и техники СССР **И.Г. Чумак**.

Изложены основы теории и технической эксплуатации судовых машин, установок, устройств и систем, насосов, воздушных компрессоров, сепараторов топлива и масла, электрогидравлических рулевых машин, палубных механизмов и устройств, судовых систем, теплообменных аппаратов, конденсационных и водоопреснительных установок; приведены их принципиальные схемы, рассмотрены типовые конструкции, способы регулирования и управления; приведены методики расчета рабочих процессов, основных параметров и характеристик. Отдельная глава посвящена спасательным устройствам и средствам.

Учебник соответствует программе дисциплины "Судовые вспомогательные механизмы, системы и их эксплуатация" и предназначен для курсантов (студентов) по специальностям: "Эксплуатация судовых энергетических установок", "Автоматизированное управление технологическими процессами" (специализация "Автоматизированное управление судовыми энергетическими установками") и "Электрические системы и комплексы транспортных средств" (специализация "Эксплуатация судовых автоматизированных систем").

Издание будет полезно для слушателей факультетов и центров повышения квалификации судовых специалистов и курсантов старших курсов морских учебных заведений третьего уровня.

ISBN 5-277-01244-3 (Транспорт, Москва, 1992)

ISBN 978-966-438-247-9 (Фенікс, Одесса, 2010)

ISBN 978-5-94976-750-4 (Транслит, Москва, 2010)

© Харин В.М., Занько О.Н.,  
Декин Б.Г., Писклов В.Т., 2010  
© ПП «Фенікс», оформление, 2010

## ВВЕДЕНИЕ

Энергетическая установка современного судна насыщена большим количеством машин, установок, устройств и систем. Их назначение — обеспечить эффективную и безаварийную работу главного двигателя (двигателей) и судна при всех режимах, в любых условиях плавания и на стоянке. При этом должно обеспечиваться выполнение всех требований, предусмотренных Конвенциями по охране человеческой жизни на море и предотвращению загрязнения Мирового океана.

Комплекс судовых машин, установок, устройств и систем постоянно совершенствуется и автоматизируется, а численность экипажа сокращается. Поэтому эксплуатация современных СЭУ требует от судовых специалистов глубоких профессиональных знаний, умения управлять сложными машинами, установками и системами, оперативно принимать наилучшие решения в аварийных ситуациях.

Для качественной подготовки судовых специалистов необходимы учебники и учебные пособия, соответствующие современным требованиям. Однако в настоящее время остро ощущается недостаток учебной литературы и технической документации, а главное, нет обобщения опыта эксплуатации и обстоятельного анализа характерных неисправностей и возможных типовых отказов судового оборудования.

Кафедра судовых вспомогательных установок Одесской национальной морской академии с момента ее организации (1968 г.) имела в качестве одной из задач изучение и анализ опыта эксплуатации судовых машин и устройств и, в частности, гидравлических рулевых машин. В течение многих лет преподаватели кафедры регулярно публикуют учебную и специальную литературу на основе своих исследований. Назовем некоторые работы.

В 1965 г. была опубликована монография В.В. Завиши (основатель кафедры и научной школы) [19]. Она получила хорошие отзывы эксплуатационников и специалистов береговых организаций. Эта работа сыграла в свое время существенную роль в повышении квалификации плавсостава и, соответственно, уровня технической эксплуатации гидравлических рулевых машин.

В 1974 г. В.В. Завиша и Б.Г. Декин опубликовали учебник «Судовые вспомогательные механизмы» для учащихся судомеханической специальности высших инженерных морских училищ.

В 1975 г. и 1982 г. были опубликованы монографии В.М. Харина [50,56], в которых наряду с другими рассматривался ряд новых вопросов (автоколебания ГРМ, сползание руля и точность управления им, взаимодействие главных насосов, способы регулирования ГРМ), возникших из опыта эксплуатации и требовавших выяснения. В этих работах излагались также результаты исследований по совершенствованию гидравлических рулевых машин.

В 1992 г. коллектив авторов в составе В.М. Харина, Б.Г. Декина, О.Н. Занько, В.Т. Писклова опубликовал новое издание учебника «Судовые вспомогательные механизмы и системы» [44].

Работники кафедры регулярно публиковали также результаты своих научных исследований. Они указаны в списке литературы.

Преподаватели кафедры опубликовали также много научно-методических работ. В последние годы был опубликован ряд важных учебных пособий, необходимых для выполнения новых учебных планов.

В.М. Харин опубликовал учебные пособия: «Судовые сепараторы топлива и масла» (в соавторстве) [45], «Судовые воздушные компрессоры» (в соавторстве) [57], «Судовые гидравлические рулевые машины» [58], «Судовые центробежные сепараторы» [59], «Гидравлические рулевые машины (пособие для судоводителя)» [60], «Судовые гидравлические рулевые машины, гидроприводные механизмы и их эксплуатация. Краткий курс.» [61].

Б.Г. Декин опубликовал учебные пособия: «Судовой объемный гидравлический привод» [14], «Техническая эксплуатация судового объемного гидравлического привода» [15], «Гидравлические

линии и масла судового объемного гидропривода» [17], «Машины судового объемного гидравлического привода» (в соавторстве с В.Т. Пискловым) [16].

Настоящее издание учебника «Судовые машины, установки, устройства и системы» значительно отличается от предыдущего [44] того же коллектива авторов. Оно существенно переработано и дополнено новыми материалами.

Введены новые главы.

Глава 3 «Судовые воздушные компрессоры» подготовлена на основе учебного пособия [57]. В ней рассмотрены основные характеристики, конструктивные особенности и техническое обслуживание воздушных компрессоров разных фирм и типов. Приводится опыт их эксплуатации и требования Регистра к воздушным компрессорам и системам.

Глава 4 «Судовые сепараторы топлива и масла» подготовлена на основе учебного пособия [59]. Здесь рассматриваются характеристики, конструктивные особенности и техобслуживание центробежных сепараторов фирмы «Альфа-Лаваль». Приведены схемы и рассмотрена работа современных автоматизированных систем сепарирования Альфакс и Алькап.

Глава 13 «Судовые спасательные устройства и средства» подготовлена на основе современных материалов и публикаций. Они указаны в списке литературы. Здесь рассмотрены характеристики шлюпбалок, шлюпочных лебедок и коллективных спасательных средств (шлюпок и плотов). Материал главы дает полное представление о современных спасательных средствах.

Кроме новых глав переработаны и дополнены существующие главы 5 и 6. Они подготовлены на основе учебного пособия [58].

Другие главы предыдущего издания учебника подверглись незначительной корректировке. Уделено большое внимание техническому обслуживанию судовых машин, установок, устройств и систем.

Настоящее издание учебника подготовлено в значительной степени на основе многолетних исследований авторов и большого опыта преподавания данной дисциплины в Одесской национальной морской академии.

При подготовке этого издания авторы ставили в качестве основной цели дать курсантам (студентам) полный объем информации по судовым машинам, установкам, устройствам и системам, изучение которых обеспечивает становление квалифицированного судового механика.

Издание будет полезно для слушателей факультетов и центров повышения квалификации судовых специалистов и курсантов старших курсов морских учебных заведений третьего уровня.

Авторы благодарят рецензентов издания за ценные замечания при подготовке рукописи.

*Все замечания курсантов (студентов) и специалистов по улучшению содержания учебника будут приняты с благодарностью.*

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- АРЩ — аварийный распределительный щит  
ВОУ — водоопреснительная установка  
ВРШ — винт регулируемого шага  
ГРМ — гидравлическая рулевая машина  
ГРЩ — главный распределительный щит  
ГУ — гидравлический усилитель  
ДВС — двигатель внутреннего сгорания  
ДП — диаметральной плоскость судна  
ИКВ — испаритель котловой воды  
ИМ — исполнительный механизм  
КПД — коэффициент полезного действия  
КУ — конденсационная установка  
КЭГ — кран электрогидравлический  
МИШ — механизм изменения шага  
МУ — магнитный усилитель  
ППВ — подогреватель питательной воды  
ПТУ — паротурбинная установка  
ПУ — подруливающее устройство  
СОЛАС — Международная Конвенция по охране человеческой жизни на море  
СНГ — Содружество независимых государств  
СЭУ — судовая энергетическая установка  
ТА — теплообменный аппарат  
ТГ — тахогенератор  
УПВ — установка питьевой воды  
ЭВМ — электронно-вычислительная машина  
ЭГРМ — электрогидравлическая рулевая машина  
 $A, A_1, A_2$  — амплитуды колебаний и автоколебаний параметров  
 $B, B_k$  — ширина судна, боковое смещение корпуса судна  
 $e, e_n$  — эксцентриситеты насосов регулируемой подачи  
 $\Delta H$  — запас устойчивости ГРМ или ЭГРМ  
 $L$  — длина судна  
 $p_1, p_2, p_n$  — давления



$T, K, t^{\circ}\text{C}$  — температура

$t$  — время

$\alpha, \alpha_{\text{ш}}$  — углы перекладки руля и поворота штурвала

$\gamma, \gamma_{\text{н}}$  — угол поворота люльки насоса

$\eta_0$  — объемный КПД

$\tau, \tau_{\text{м}}$  — безразмерное время

$\phi$  — курсовой угол судна

$\omega$  — угловая скорость судна

$\omega_0$  — частота автоколебаний

# Глава 1. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И НАСОСЫ ТРЕНИЯ. ВЕНТИЛЯТОРЫ

## 1.1. Общие сведения о судовых насосах и вентиляторах

Различают насосы трюмных, аварийно-спасательных, санитарно-бытовых, грузовых систем нефтеналивных судов, специальных грузовых систем, а также систем главных и вспомогательных энергетических установок.

В зависимости от назначения систем предъявляют специфические требования к обслуживающим их насосам. Это обуславливает большое разнообразие конструкций судовых насосов и вентиляторов.

По принципу действия насосы подразделяют на динамические, насосы трения и объемные.

Динамическим называют насос, в котором перекачиваемая жидкость перемещается под силовым воздействием в камере, постоянно сообщаемой со входным и выходным патрубками.

В насосах трения перекачиваемая жидкость перемещается за счет кинетической энергии струи рабочей жидкости или пара, выходящего из сопла.

В объемном насосе жидкость перемещается благодаря периодическому изменению объема занимаемой ею камеры, которая попеременно сообщается с входным и выходным патрубками насоса.

Агрегат, состоящий из насоса и его двигателя, называют насосным. Приводными двигателями насосов могут быть турбины, двигатели внутреннего сгорания, электромоторы и гидромоторы.

Насосный агрегат с сопутствующим оборудованием принято называть насосной установкой.

К динамическим насосам относятся лопастные насосы. Это центробежные и осевые насосы. В центробежных насосах поток жидкости имеет радиальное направление, в осевых — вдоль оси насоса. Силовое воздействие на перекачиваемую жидкость в таких насосах осуществляется с помощью рабочего колеса. Лопастные колеса направляют поток и передают энергию привода, повышая давление жидкости.

В насосах трения, т.е. струйных насосах, различают эжекторы и инжекторы. Эжекторы — это откачивающие насосы. Инжекторы предназначены для обратной операции — подачи жидкости.

Характерной особенностью таких насосов является отсутствие в них подвижных частей.

Объемные насосы действуют, вытесняя перекачиваемую жидкость рабочими органами — поршнями, пластинами, шестернями, винтами, движущимися в рабочих полостях — цилиндрах, корпусах специальных форм. Следовательно, к объемным относятся возвратно-поступательные и роторные насосы.

Возвратно-поступательные насосы обладают «сухим» всасыванием; возможностью регулирования подачи независимо от давления нагнетания; имеют достаточно высокий к.п.д.; обладают возможностью достижения высокого давления нагнетания. Они просты по конструкции, способны перекачивать различные жидкости, обладают пожаробезопасностью при паровом приводе и надежны в эксплуатации.

Для них характерны большие габаритные размеры и, как следствие, большая масса; неравномерность подачи; ограниченность частоты вращения вала насоса.

К роторным относятся роторно-вращательные и роторно-поступательные насосы.

Роторно-вращательные — это шестеренные, винтовые и пластинчатые насосы.

Роторно-поступательные — это радиально-поршневые и аксиально-поршневые насосы.

Для всех роторных насосов характерны меньшие габариты и масса; достаточно высокий к.п.д.; возможность реверсировать и изменять подачу.

Судовые системы вентиляции и кондиционирования воздуха обслуживаются вентиляторами.

В зависимости от конструкции рабочего колеса и схемы движения воздуха вентиляторы подразделяются на центробежные и осевые. Вентиляционные установки для судов выполняют стационарными и переносными. Переносные вентиляционные установки применяют для уменьшения загазованности помещений перед выполнением в них ремонтных работ.

Основными параметрами, характеризующими действия насосов и вентиляторов, являются подача, давление, мощность и к.п.д.

Подача  $Q$  — это количество жидкости или воздуха, перекачиваемое в единицу времени.

Единицей измерения подачи в Международной системе единиц является м<sup>3</sup>/с. Практической единицей подачи служит м<sup>3</sup>/час.

Давление  $p$  — это давление в определенном сечении потока перекачиваемой жидкости. Единица измерения давления н/м<sup>2</sup>(Па). Практическими единицами являются — МПа и кПа.

Мощность, передаваемая перекачиваемой жидкости насосом либо вентилятором, измеряется в кВт.

К.п.д. определяется в долях единицы.

Гидравлическое сопротивление судовых систем практически всегда меньше одного МПа. Поэтому в практике пользуются понятием напора, создаваемого насосом. Этот напор измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Из уравнения Бернулли напор

$$h = \frac{P}{\rho g}, \text{ м,}$$

где  $\rho$  — плотность перекачиваемой жидкости,

$g$  — ускорение свободного падения.

Общий напор, создаваемый насосом, определяется по формуле

$$H = h_n - h_b = \left[ \left( Z_n + \frac{P_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} \right) - \left( Z_b + \frac{P_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} \right) \right], \text{ м,}$$

где  $h_n$  — напор на нагнетании, м;

$h_b$  — напор на всасывании насоса, м;

$z_n$  и  $z_b$  — высота подъема жидкости на нагнетании и всасывании, м;

$p_n$  и  $p_b$  — давления нагнетания и всасывания в Па;

$v_n$  и  $v_b$  — скорости жидкости на нагнетание и всасывание в м/с.

Вакуум, создаваемый насосом на всасывание для преодоления гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода, называют вакуумметрической высотой всасывания и обозначают через  $h_b$ , м.

Рассчитывается  $h_b$  по формуле

$$h_b = \frac{P_a}{\rho g} - \left( Z_b + \frac{P_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} \right), \text{ м.}$$

## 1.2. Уравнение напора центробежного насоса

Одноступенчатые консольные центробежные насосы с односторонним подводом жидкости (рис. 1.1) применяют при сравнительно небольших напоре и подаче. Проточная часть насоса образована четырьмя элементами — подводом 1, рабочим колесом 2, отводом 5 и диффузором 8. Рабочее колесо, передающее энергию от двигателя перекачиваемой жидкости, состоит из ведущего 3 и ведомого 4 дисков, между которыми находятся лопасти 6. С помощью ступицы рабочее колесо крепится на валу. Жидкость движется через рабочее колесо насоса от центра к периферии, заполняя пространство между лопастями 6 с шириной канала на входе  $b_1$  и выходе  $b_2$ . Лопасти, обычно отлитые заодно с ведущим и ведомым дисками, имеют определенные форму и кривизну, от которых зависят напор и подача насоса. У консольных насосов подвод выполнен в виде прямоосного конфузора. По спиральному отводу 5 жидкость от рабочего колеса поступает к напорному патрубку, выполненному в виде диффузора 8. Начальная часть 7 спирального отвода 5 называется языком.

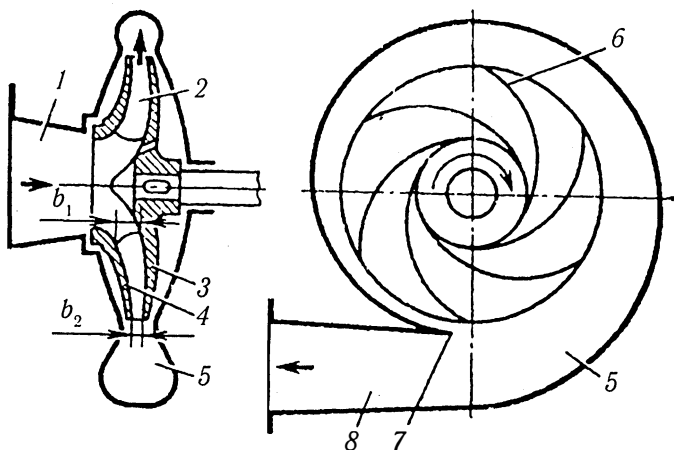


Рис. 1.1. Консольный центробежный насос

Уравнение напора центробежного насоса выводят на основании уравнения о моменте количества движения. Если на тело действует сила, то вследствие изменения его скорости количество движения, а следовательно, и момент количества движения изменяются. По теореме о моменте количества движения его изменение равно моменту импульса внешних сил, действующих на данное тело. К внешним силам, действующим на жидкость в рабочем колесе, относятся силы, с которыми стенки канала действуют на жидкость, давления и силы трения на входе в рабочее колесо и выходе из него, сила тяжести.

Для вывода уравнения делают следующие предположения: поток перекачиваемой жидкости в рабочем колесе состоит из множества струй, повторяющих геометрическую форму лопастей. Это означает, что в рабочем колесе насоса имеется бесконечное число бесконечно тонких лопастей; в насосе наблюдается симметрия потока, т.е. все струи, составляющие поток, одинаковы геометрически и кинематически; поток является плоским, т.е. скорость жидкости вдоль оси насоса равна нулю; насос перекачивает идеальную жидкость.

Моменты сил от давления на входе и выходе из колеса равны нулю, так как нормали к этим поверхностям проходят через ось колеса. Силы трения на указанных поверхностях также равны нулю. Поэтому момент, действующий на жидкость в колесе, обусловлен только воздействием на нее стенок каналов колеса.

На основании принятых допущений частицы жидкости движутся относительно лопастей рабочего колеса, и, кроме того, они вместе с ним совершают переносное движение. Сумма относительного и переносного движений дает абсолютное движение жидкости, т.е. ее движение относительно неподвижного корпуса насоса. Скорость абсолютного движения  $c$  равна геометрической сумме скоростей  $w$  жидкости относительно лопастей рабочего колеса и окружной скорости  $u$  рабочего колеса.

Скорости  $c$ ,  $w$ ,  $u$  образуют параллелограмм скоростей (рис. 1.2). Разложим абсолютную скорость  $c$  на две взаимно перпендикулярные составляющие:  $c_u$  — окружную составляющую абсолютной скорости и  $c_r$  — меридиональную скорость. Частицы жидкости, поступив на рабочее колесо, приводятся лопастью во вращательное движение с окружной переносной скоростью  $u_1 = \pi D_1 n / 60$  (где  $n$  — частота вращения рабочего колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ). Одновременно направляемые лопастью частицы жидкости движутся на входе с относительной скоростью  $w_1$ , касательной к лопасти. Скорость  $c_1$  — абсолютная скорость



частиц в точке 1. Угол  $\beta_1$  или дополняющий его до  $180^\circ$  угол  $\gamma_1$  — конструктивные углы лопасти у входной кромки. При выходе частиц жидкости из рабочего колеса  $u_2 = \pi D_2 n / 60$  — окружная скорость частиц,  $\omega_2$  — относительная скорость, касательная к лопасти,  $c_2$  — абсолютная скорость,  $c_{2u}$  — проекция скорости на направление  $u_2$ ,  $c_{2r}$  — проекция скорости  $c_2$  на радиус; угол  $\beta_2$  или дополняющий его до  $180^\circ$  угол  $\gamma_2$  — конструктивные углы лопасти на выходе.

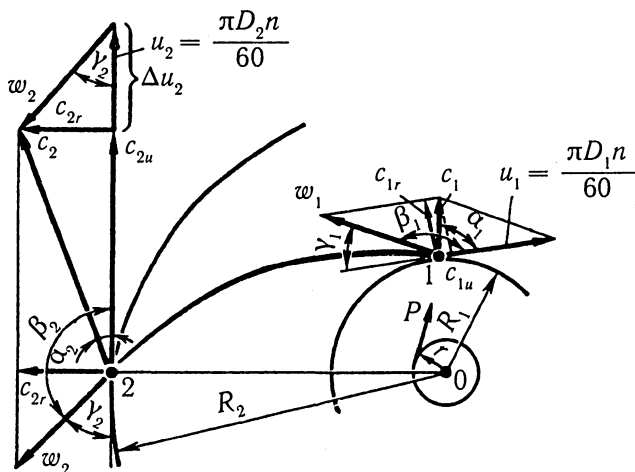


Рис. 1.2. Схема движения жидкости в рабочем колесе насоса

За время  $\Delta t$  из всасывающего трубопровода в воображаемую, выделенную нами в канале между лопастями  $A$  и  $B$  рабочего колеса, трубку тока  $1-2$  поступают частицы массой  $\Delta m$  и скоростью  $c_1$  (рис. 1.3). Ось трубки  $1-2$  имеет кривизну и углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$  (см. рис. 1.2), одинаковые с углами лопастей, как это показано на рис. 1.3. За то же время трубку тока покидают, уходя за пределы рабочего колеса, частицы жидкости той же массы  $\Delta m$  со скоростью  $c_2$ .

Изменение момента количества движения для жидкости, проходящей через трубку тока, равно моменту импульса внешних сил

$$\Delta m c_2 R_2 \cos \alpha_2 - \Delta m c_1 R_1 \cos \alpha_1 = P \Delta t r,$$

где  $\Delta m c_2$  — количество движения на выходе из трубки тока;  $\Delta m c_1$  — количество движения на входе в трубку;  $P$ ,  $r$  — соответственно сила, приложенная к валу насоса, и радиус вала.

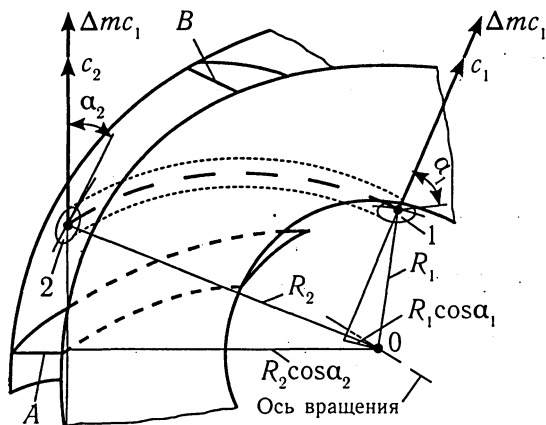


Рис. 1.3. Схема движения элементарной струйки насоса

Если вся масса жидкости, проходящая через рабочее колесо за время  $\Delta t$ ,  $m = \Sigma \Delta m$ , то приращение момента количества движения жидкости по всему колесу насоса будет  $mc_2 R_2 \cos \alpha_2 - mc_1 R_1 \cos \alpha_1$ .

Поскольку  $Q = m/\Delta t$ , а  $M = Pr$ , то с учетом массового расхода жидкости через колесо уравнение моментов количества движения (подача, проходящая через колесо насоса) запишется

$$Q_{\kappa}(c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1) = M.$$

Умножим это уравнение на угловую скорость  $\omega$  рабочего колеса. Произведение  $M\omega$  — секундная работа, которую совершает рабочее колесо, воздействуя на находящуюся в нем жидкость, т. е. мощность, передаваемая перекачиваемой жидкости. Отсюда

$$M\omega = N_{\text{тос}} = Q_{\kappa} \omega (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Согласно уравнению полезной мощности насоса  $N_{\text{тос}} = Q_{\kappa} g H_{\text{тос}}$ . Следовательно,

$$Q_{\kappa} g H_{\text{тос}} = Q_{\kappa} (\omega c_2 R_2 \cos \alpha_2 - \omega c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Заменяя  $R_2 \omega$  и  $R_1 \omega$  соответственно на  $u_2$  и  $u_1$ , а также решая уравнение относительно  $H_{\text{тос}}$ , получают уравнение напора центробежного насоса при бесконечном числе лопастей рабочего колеса

$$H_{\text{тос}} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}.$$

Полученное уравнение связывает напор насоса со скоростями движения жидкости, которые зависят от подачи и частоты вращения насоса, а также от формы рабочего колеса. При  $\alpha_1 = 90^\circ$  скорость  $c_1$  сохраняет радиальное направление и  $c_1 u = 0$ . В этом случае  $H_{t\infty} = u_2 c_2 u / g$ . Это уравнение напора характерно для идеального центробежного насоса, в котором отсутствуют все виды гидравлических потерь, в том числе потери на удар.

При выводе основного уравнения не делалось каких-либо ограничений относительно взаимного расположения лопастей и оси вращения рабочего колеса, не ограничивались и углы лопасти. Следовательно, полученное уравнение напора справедливо для любых рабочих колес лопастных насосов — центробежных и осевых, имеющих разные лопасти. При выводе уравнения сделано допущение о наличии в колесе установившегося относительного движения. Поэтому оно справедливо для вязкой сжимаемой и несжимаемой жидкостей, а следовательно, и для газов.

Обращаясь к треугольникам скоростей, можно составить выражения

$$\omega_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2; \quad u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{u_2^2 + c_2^2 - \omega_2^2}{2};$$

$$\omega_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1; \quad u_1 c_1 \cos \alpha_1 = \frac{u_1^2 + c_1^2 - \omega_1^2}{2},$$

откуда

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

При использовании последнего уравнения получим еще одну форму уравнения напора центробежного насоса

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Из этого уравнения видно, что при прохождении жидкости через рабочее колесо повышается ее кинетическая и потенциальная энергия — давление. Прирост кинетической энергии жидкости в пределах рабочего колеса, или динамический напор рабочего колеса

$$H_{t\infty\text{дин}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Эта энергия жидкости преобразуется в потенциальную — в давление за пределами рабочего колеса в спиральном отводе. Прирост давления в пределах рабочего колеса, т.е. статический напор,

$$H_{t\infty\text{ст}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}.$$

Способность насоса развивать статический напор обычно характеризуется степенью реактивности рабочего колеса. Степень реактивности равна отношению теоретического статического напора к полному теоретическому напору, развиваемому лопастями рабочего колеса насоса,

$$\rho_k = \frac{H_{t\infty\text{ст}}}{H_{t\infty}}$$

или

$$\rho_k = \frac{H_{t\infty} - H_{t\infty\text{дин}}}{H_{t\infty}} = 1 - \frac{H_{t\infty\text{дин}}}{H_{t\infty}}.$$

### 1.3. Характеристики центробежных насосов

**Типы лопастей, теоретические характеристики насосов.** Насос рассчитывают для определенного сочетания подачи, напора и частоты вращения, называемого расчетным режимом. Размеры и форму проточной части выбирают такими, чтобы гидравлические потери при работе на этом режиме были минимальными. При эксплуатации насос может работать и в других, отличных от расчетного, режимах. Поэтому при решении эксплуатационных задач необходимо знать, как изменяются напор, мощность, потребляемая насосом, и КПД в зависимости от подачи, т.е. знать характеристики насоса.

Для насосов важной является зависимость между напором и подачей, т.е. *напорная характеристика*. Из параллелограмма скоростей в точке 2 (см. рис. 1.2) можно составить уравнение для углов, дополняющих один другого до 180°:

$$\text{tg}\gamma_2 = -\text{tg}\beta_2 = \frac{c_{2r}}{u_2 - c_{2u}}.$$

Решая уравнение относительно  $c_{2u}$ , получим  $c_{2u} = (c_{2r}/\operatorname{tg}\beta_2) + u_2$ . После подстановки значения  $c_{2u}$  в уравнение напора

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{u_2 c_{2r}}{g \operatorname{tg}\beta_2}.$$

В последнее выражение вместо радиальной составляющей абсолютной скорости  $c_{2r}$  может быть поставлено ее значение из уравнения сплошности потока

$$c_{2r} f_2 = Q_k,$$

где  $f_2 = 2\pi R_2 b_2$  — поверхность выходного сечения рабочего колеса без учета толщины лопастей, м<sup>2</sup>.

Таким образом,

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2 Q_k}{f_2 g \operatorname{tg}\beta_2}.$$

Последнее уравнение, связывающее значения  $H_{t\infty}$  и  $Q_k$  между собой, а также с  $u_2$  и  $\beta_2$  рабочего колеса насоса, является уравнением *теоретической характеристики* центробежного насоса.

Рассмотрим три одинаковых по размерам рабочих колеса при одинаковых частоте вращения, подаче и условиях на входе жидкости, но с разными углами:  $\beta_2 > 90^\circ$  (рис. 1.4, а), т.е. с лопастью, загнутой назад;  $\beta_2 = 90^\circ$  (рис. 1.4, б) — с лопастью с радиальным выходом;  $\beta_2 < 90^\circ$  (рис. 1.4, в) — с лопастью, загнутой вперед. Используя уравнение теоретической характеристики, проанализируем влияние формы лопасти — угла  $\beta_2$  на напор, развиваемый насосом.

Для лопастей, загнутых назад ( $\beta_2 > 90^\circ$ ),  $\operatorname{tg}\beta_2 < 0$ , последний член уравнения отрицателен. В связи с этим напор  $H_{t\infty}$  при определенном значении  $Q_k$  меньше первого члена этого уравнения. С увеличением угла  $\beta_2$  и подачи  $Q_k$  абсолютное значение последнего члена возрастает, и при некотором его значении напор может стать равным нулю. Для насоса с радиальными лопастями ( $\beta_2 = 90^\circ$ )  $\operatorname{tg}\beta_2 = \infty$ . Уравнение напорной характеристики примет вид  $H_{t\infty} = u_2^2/g$ , т.е. при прочих равных условиях рабочие колеса с радиальными лопастями развивают большие напоры, чем колеса с лопастями, загнутыми назад. Для лопастей, загнутых вперед

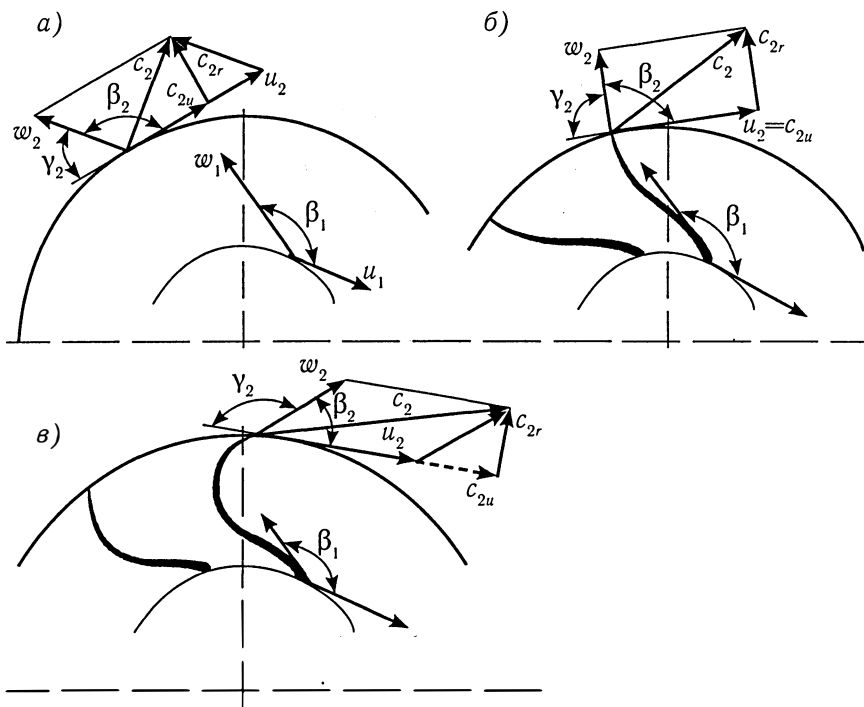


Рис. 1.4. Схемы лопастей рабочих колес насосов

( $\beta_2 < 90^\circ$ ),  $\operatorname{tg}\beta_2 > 0$ . В уравнении напора последний член  $u_2 Q_k / (f_2 g \operatorname{tg}\beta_2) > 0$ , и, следовательно, с увеличением  $Q_k$  напор  $H_{t\infty} > u_2^2/g$ , т.е. рабочие колеса с такими лопастями способны развивать бóльшие напоры, чем колеса с лопастями, загнутыми назад, и радиальными. Изложенное для всех трех случаев показано графически на рис. 1.5.

Минимальному значению угла  $\beta_{2\min}$  соответствуют условия  $H_{t\infty\text{дин}} = H_{t\infty}$ ,  $H_{t\infty\text{ст}} = 0$  (рис. 1.6); при  $\beta_2 = 90^\circ$ ,  $H_{t\infty\text{дин}} = H_{t\infty\text{ст}}$ . Для предельно максимального угла  $\beta_{2\max} = \arctg[-Q_k / (u_2 f_2)]$ ,  $H_{t\infty} = 0$ , и работа насоса становится невозможной. Значения угла  $\beta_2$  в пределах  $150\text{--}165^\circ$  наиболее распространены в судовом насосостроении. Для таких значений углов  $H_{t\infty\text{ст}} = (0,7\div 0,8)H_{t\infty}$ , а  $H_{t\infty\text{ст}}/H_{t\infty\text{дин}} = 3\div 4$ .

На рис. 1.5 построены графики теоретической мощности насосов  $N_{t\infty}(H_{t\infty}, Q_k)$ , дающие представление о ее зависимости от угла  $\beta_2$ .



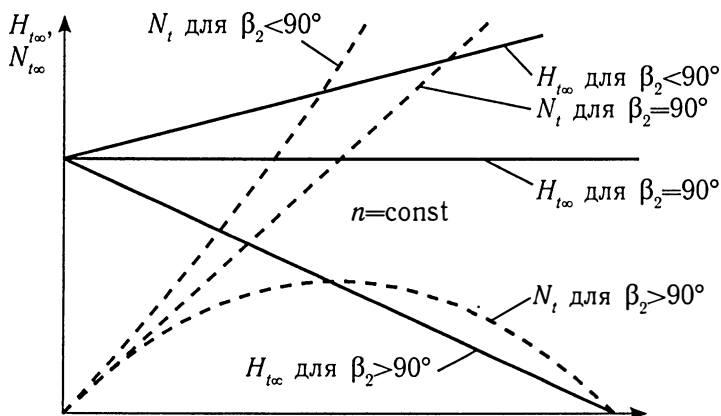


Рис. 1.5. Теоретические характеристики насосов

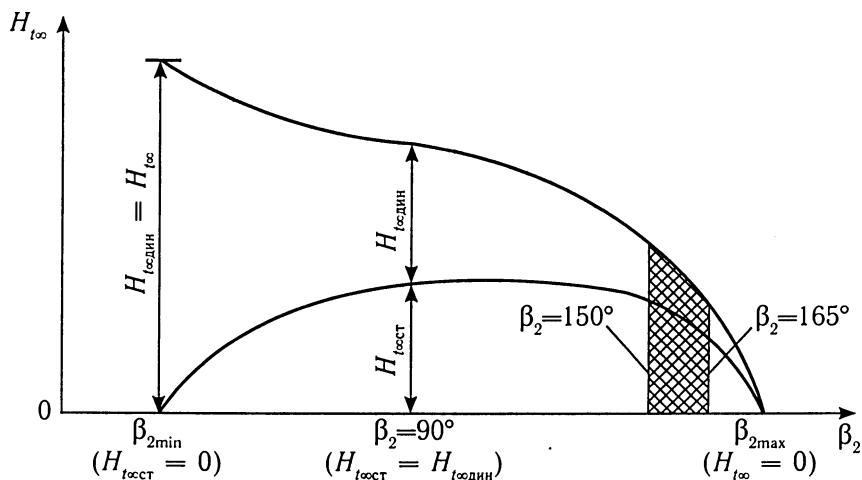


Рис. 1.6. Изменение составляющих напора насосов

На основании изложенного может сложиться впечатление, что лучшей является лопасть, загнутая вперед, как обеспечивающая возможность создания наибольших напоров. Напор  $H_{t\infty}$  у такой лопасти создается благодаря увеличению скорости  $c_2$ , которую затем в направляющем аппарате необходимо по возможности плавно уменьшить до значения скорости в нагнетательном трубопроводе с преобразованием кинетической энергии в потенциальную. Такое преобразование у реального насоса связано со значительными потерями. У лопастей, загнутых вперед, жидкость в пределах рабочего колеса круто меняет направление движения, поэтому наиболее вероятен отрыв потока от лопасти реального насоса с появлением вихрей. Все это свидетельствует о существенных гидравлических потерях, свойственных лопастям, загнутым вперед.

Лопасты, загнутые назад, обеспечивают наиболее плавное прохождение жидкости через рабочее колесо и значительное повышение давления в его каналах. При наличии таких лопастей менее вероятны условия для отрыва потока жидкости от лопастей, меньше значение гидравлических потерь у реального насоса, поток жидкости наиболее близок к идеальному, принятому в качестве исходного для вывода основного уравнения центробежного насоса. Лопасты с радиальным выходом занимают промежуточное положение.

Применение рабочих колес с лопастями, загнутыми назад, обеспечивает широкие возможности регулирования подачи насосов, в то время как попытки регулирования подачи насосов, имеющих рабочие колеса с лопастями, загнутыми вперед, могут привести к срыву насоса, колебаниям подачи и давления.

Применяя рабочие колеса с лопастями, загнутыми назад, можно получить любой необходимый напор, назначив соответствующее число ступеней, частоту вращения и предусмотрев необходимые размеры рабочего колеса при проектировании. Увеличение частоты вращения рабочих колес хорошо сочетается с современными тенденциями повышения быстроходности электро- и турбопривода судовых насосов.

**Действительная характеристика насоса.** В действительности поток жидкости в рабочем колесе не является осесимметричным. При конечном числе лопастей энергообмен в колесе обуславливает разность давлений на рабочей (передней) стороне лопасти по отношению к направлению ее движения и на тыльной стороне. Давление на рабочей стороне лопасти больше, чем на тыльной, поэтому относительная скорость движения жидкости на рабочей стороне лопасти меньше

относительной скорости частиц, движущихся вдоль ее тыльной стороны. Относительные траектории частиц, непосредственно примыкающих к лопасти, совпадают с ее формой, а траектории частиц, удаленных от лопасти, отличаются от ее формы. Все это противоречит основному допущению о бесконечном числе лопастей.

Кроме того, в межлопастном пространстве вращающегося рабочего колеса возникает относительный вихрь, природа и характер которого показаны на рис. 1.7, а. Представим себе заполненный жидкостью вращающийся относительно центра  $O$  сосуд. Отметим частицу жидкости в верхней части сосуда. При повороте сосуда в положения  $A_1, A_2, A_3, A_4$  частицы жидкости, связанные со стенками сосуда лишь незначительными силами трения, будут стремиться сохранять свое начальное положение и отмеченная в сосуде частица займет свое верхнее положение соответственно  $a_2, a_3, a_4$ . Таким образом, относительно стенок сосуда при его вращении частица будет двигаться по замкнутой траектории  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_1$ .

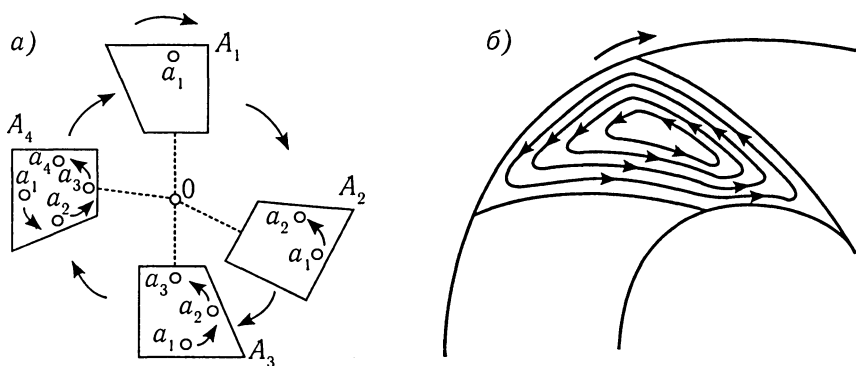


Рис. 1.7. Относительное движение жидкости в межлопастных каналах насоса

Аналогичные явления происходят в каналах между лопастями вращающегося рабочего колеса и образуют относительный вихрь, схема которого показана на рис. 1.7, б. Наличие этого вихря искажает треугольники скоростей на входе в рабочее колесо и на выходе жидкости за его пределы. Частицы жидкости при конечном числе лопастей приобретают дополнительные скорости на входе, совпадающие с направлением вращения, и на выходе, направленные против направления вращения. В результате этого скорость  $c$  на выходе уменьшается,

а на входе увеличивается. Меняется и направление скоростей  $c_2, c_1$ .

У действительного насоса из-за искажения характера потока происходит существенное снижение напора, которое учитывается коэффициентом  $k_n$ . Значение  $k_n$  лежит в пределах 0,6—0,8, где верхний предел соответствует рабочим колесам с большим числом лопастей и с наиболее плавными лопастями, загнутыми назад. Обычно представляют  $k_n = 1/(1 + \rho_n)$ . Значение поправочного коэффициента  $\rho_n$  рекомендуют рассчитывать по формуле, полученной в предположении, что разность давлений на переднюю и тыльную стороны лопасти постоянна по всей длине лопасти

$$\rho_n = 2 \frac{\varphi_n}{z_n} \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2},$$

где  $\varphi_n = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \gamma_2$  — опытный коэффициент, зависящий от качества обработки каналов рабочего колеса;  $z_n$  — число лопастей в колесе.

Таким образом, теоретический напор насоса при конечном числе лопастей  $H_t = k_n H_{t\infty}$ .

Иногда  $k_n$  называют коэффициентом циркуляции. Следует обратить внимание на то, что коэффициент  $k_n$  не характеризует потерянную мощность, а лишь подчеркивает то, что вследствие искажения характера потока у колеса насоса с конечным числом лопастей нельзя в действительном насосе достичь теоретического напора.

Действительный напор, который остается после преодоления внутренних гидравлических потерь в насосе,

$$H = H_t \eta_r = k_n H_{t\infty} \eta_r,$$

где  $\eta_r = H/H_t$  — гидравлический КПД насоса.

На рис. 2.8 представлены кривые гидравлических потерь  $h_r$  и потерь на удар при входе в рабочее колесо и выходе из него  $h_{уд}$ . При расчетном расходе  $Q_{кр}$  потери у входа в рабочее колесо и у входа в отвод равны нулю. При отклонении подачи, от расчетной эти потери быстро увеличиваются.

Действительная подача насоса отличается от расхода через рабочее колесо на размер утечек  $Q = Q_k - q_k$ . Снижение эффективности насоса из-за утечек определяется объемным КПД  $\eta_0 = Q/Q_k$ . Учет утечек приводит к сдвигу кривой напоров влево на значение  $q_k$ .

График  $H(Q)$  на рис. 1.8 — действительная расчетная напорная характеристика насоса. Она является лишь первым приближением к натурной характеристике насоса, получаемой опытным путем.

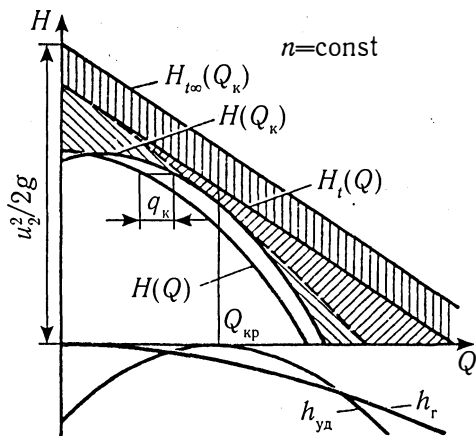


Рис. 1.8. Действительная характеристика насоса

На натурной характеристике центробежного насоса (рис. 1.9) изображены зависимости напора  $H$ , мощности  $N$ , КПД  $\eta$  и допустимой высоты всасывания  $h_{в.доп}$  от подачи  $Q$ .

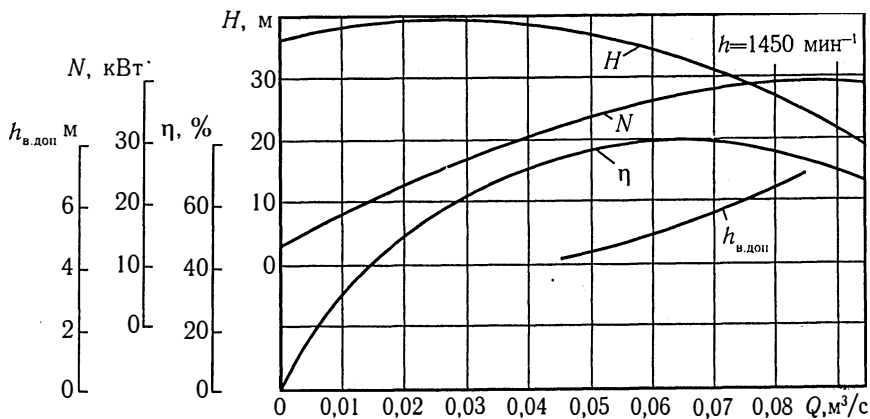


Рис. 1.9. Натурная характеристика насоса

В центробежном насосе, кроме потерь, которые определяются гидравлическим и объемным коэффициентами  $\eta_r$  и  $\eta_o$ , имеются потери, связанные с механическим трением в сальнике и подшипниках, а также с потерями на трение наружных поверхностей дисков рабочего колеса о жидкость в корпусе насоса. Эти потери учитываются механическим КПД  $\eta_m$ . При известном значении гидравлической мощности насоса  $N_r$  механический КПД  $\eta_m = N_r/N_{\text{плв}}$  (где  $N_{\text{плв}}$  — полезная мощность двигателя, кВт). КПД центробежного насоса  $\eta = \eta_r \eta_o \eta_m = 0,65 \div 0,9$  (где  $\eta_r = 0,8 \div 0,95$ ;  $\eta_o = 0,9 \div 0,99$ ;  $\eta_m = 0,9 \div 0,95$ ). Наибольшие значения  $\eta$  относятся к мощным насосам с нормальным техническим состоянием.

В некоторых случаях можно изменять частоту вращения вала двигателя, насоса, в других случаях один и тот же насос может быть присоединен к двигателям с разной частотой вращения, а иногда ставится вопрос о возможности форсирования работы насоса путем повышения частоты вращения, поэтому возникает необходимость исследования работы насоса и изменения его параметров, в первую очередь напора, подачи и КПД, при изменении частоты вращения рабочего колеса. С этой целью строятся универсальные характеристики центробежных насосов в системе координат  $Q-H$  с семейством кривых, соответствующих КПД. Каждая характеристика построена для своей постоянной частоты вращения, которую обычно выбирают через 10—20% в сторону снижения от нормальной. Если позволяет конструкция насоса, характеристику снимают и при повышенной частоте вращения.

В верхней части рис. 1.10 представлена универсальная характеристика в системе координат  $Q-H$  для нормальной частоты вращения  $n_n = 960 \text{ мин}^{-1}$  и для частот вращения, последовательно отличающихся от предыдущих на  $80 \text{ мин}^{-1}$ . В нижней части для каждой характеристики построены кривые  $\eta(Q)$ . С нижнего рисунка на верхний на соответствующие напорные характеристики перенесены значения равных КПД (см. точки  $A, B, A_1, B_1$ ). После соединения одинаковых значений КПД на напорных характеристиках насоса получено семейство линий КПД, например 60, 70, 75, 78%. Участки характеристик насоса, попавшие в кольцо линии КПД 78%, соответствуют наиболее экономичным режимам работы насоса. В середине кольца отмечается точка наибольшего значения КПД — 79%.



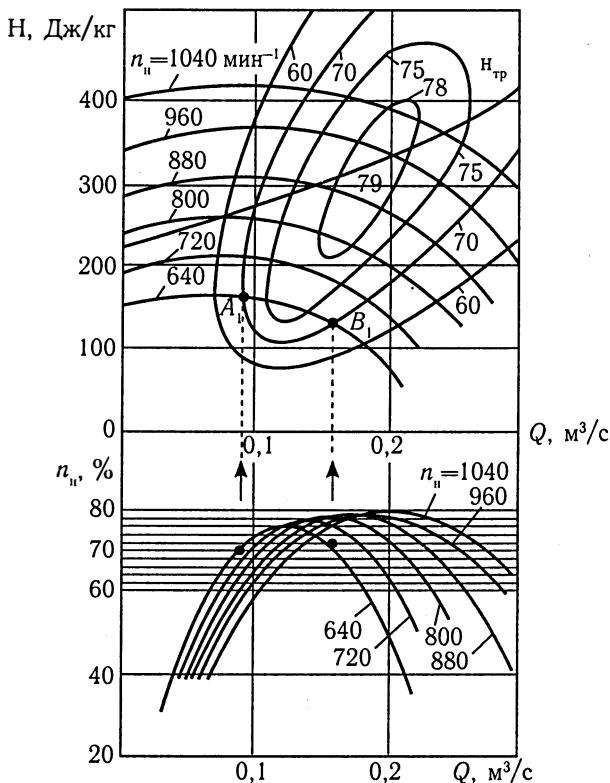


Рис. 1.10. Универсальная характеристика насоса

#### 1.4. Осевая и радиальная силы в центробежных насосах

В одно- и многоступенчатых насосах с односторонним подводом жидкости возникают значительные осевые силы. Эти силы могут быть причиной осевого сдвига в насосе. Осевые силы в центробежном насосе возникают в результате разных по значению и направлению давлений, действующих с передней, обращенной к всасыванию, и с задней сторон рабочих колес. Кроме того, осевая сила возникает в результате динамического действия потока, входящего в рабочие колеса. При определении осевых сил, действующих на криволинейные

поверхности рабочего колеса, рассматривают проекции этих поверхностей на плоскость, перпендикулярную к геометрической оси машины.

Пусть в полости входа в рабочее колесо давление равно  $p_1$  (рис. 1.11). При наличии уплотнения  $a$  на входном диаметре колеса конечное давление  $p_2$  распространяется через зазоры  $b$  и  $c$  перед колесом и за ним. Действительное осевое давление  $p$  в любой точке наружной поверхности колеса, лежащей на произвольном расстоянии от центра, является результатом действия двух давлений —  $p_2$  и  $p_\omega$  (последнее создается действием центробежной силы жидкости, вращающейся в полости между наружной поверхностью колеса и корпусом), т.е.  $p = p_2 + p_\omega$ . Установлено, что при отсутствии расхода через зазоры, средняя угловая скорость жидкости в полостях между поверхностями вращающегося колеса и корпусом насоса равна половине угловой скорости рабочего колеса. На основании этого можно определить давление  $p_\omega$ . Вследствие вращения жидкости давление на наружные поверхности рабочего колеса изменяется вдоль радиуса по параболическому закону. В области от  $R_2$  до  $R_y$  при нормальном состоянии переднего уплотнения насоса давления слева  $p_n$  и справа  $p_n$  равны. На меньших радиусах, например  $r$  (область от  $R_y$  до  $R_0$ ), давление со стороны входа в колесо значительно меньше, чем с противоположной стороны. В результате возникает осевая сила, которую можно вычислить по эпюре разности давлений на обе стороны колеса.

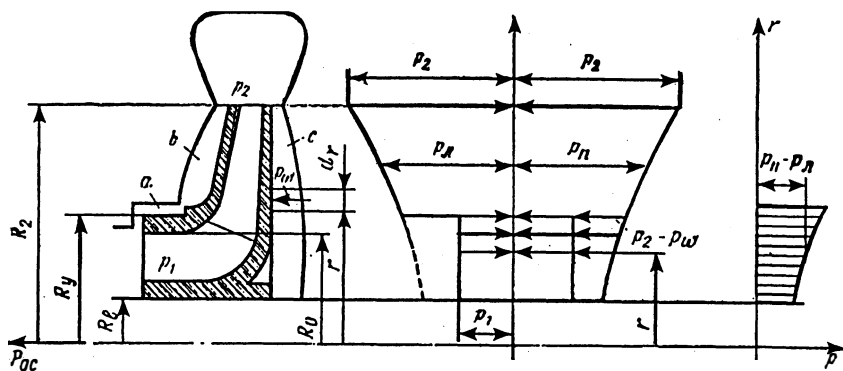


Рис. 1.11. Силы, действующие на рабочее колесо насоса

Поток жидкости центробежного насоса изменяет направление движения. Входя в осевом направлении, он покидает колесо, перемещаясь в плоскостях, перпендикулярных к оси насоса, из-за чего возникает динамическое давление на колесо. Силу, обусловленную этим давлением, определяют, применив уравнение количества движения. Направление действия силы динамического давления совпадает с направлением скорости входа жидкости в колесо насоса.

Осевую силу, действующую на рабочее колесо центробежного насоса, находят алгебраическим сложением силы, определяемой разностью нагрузки на колесо слева и справа, и динамической силы. Эта сила зависит от различных факторов: радиальных размеров колеса  $R_2$  и  $R_y$ , частоты вращения и давления на выходе из колеса. Осевая сила существенно зависит от режима работы насоса: она тем больше, чем меньше нагружен насос, т.е. чем меньше подача, достигаемая дросселированием. Наибольшее значение осевой силы наблюдается на холостом ходу насоса при полном закрытии нагнетательного клапана. Это объясняется отсутствием динамической осевой силы и повышением давления  $p_2$  с уменьшением подачи насоса. Если центробежный насос состоит из  $i$  одинаковых ступеней, то осевая сила на роторе определяется как  $P_{ос} = ip_{ос}$ .

Осевая сила в центробежных насосах может достигать больших значений, при которых установка соответствующего упорного подшипника вала затруднительна. Только у насосов небольших размеров и при небольшом числе ступеней возможно восприятие осевой силы упорным подшипником.

В тех случаях, когда подшипник подобрать не удастся, используют следующие способы уменьшения осевой силы:

- двусторонний подвод жидкости в рабочее колесо;
- симметричное расположение колес в многоступенчатых насосах (в многоступенчатом насосе с четным числом рабочих колес их размещают одинаковыми группами с подводом потока жидкости с разных сторон);
- выравнивание давления с обеих сторон рабочего колеса путем применения уплотнения и разгрузочных отверстий на ведущем диске колеса. Отверстия в диске, сообщающие полости перед колесом и за ним, иногда заменяют соединительной трубкой. Такой способ уравновешивания удобен и прост. Недостатком его является некоторое понижение объемного КПД насоса и ухудшение структуры потока при входе на рабочие лопасти вследствие местных потоков через разгрузочные отверстия;

— установка радиальных ребер на ведущем диске колеса или неподвижных ребер со стороны ведомого диска (импеллерная разгрузка); неподвижные ребра оказывают тормозящее действие на поток в пазухе, вследствие чего происходит выравнивание давления в ней;

— установка разгрузочного диска.

В секционном многоступенчатом центробежном насосе с односторонним расположением колес для уравнивания осевой силы применяют специальный диск, называемый разгрузочным (рис. 1.12). Разгрузочный диск 2 закреплен на валу насоса за рабочим колесом 1 последней ступени. Жидкость из колеса поступает через кольцевой зазор  $\delta_r$  в промежуточную камеру *a*, откуда через торцовый зазор  $\delta_a$  — в разгрузочную камеру *b*, соединенную трубкой с подводом первой ступени насоса. Так как давление в промежуточной камере значительно больше, чем в разгрузочной, на диск действует сила, уменьшающая осевую. Разгрузочный диск действует в условиях саморегулирования: при увеличении осевой силы ротор смещается влево, зазор  $\delta_a$  уменьшается, давление в промежуточной камере возрастает. При этом увеличивается и разгружающая сила. При увеличении уравнивающей силы происходят обратные явления.

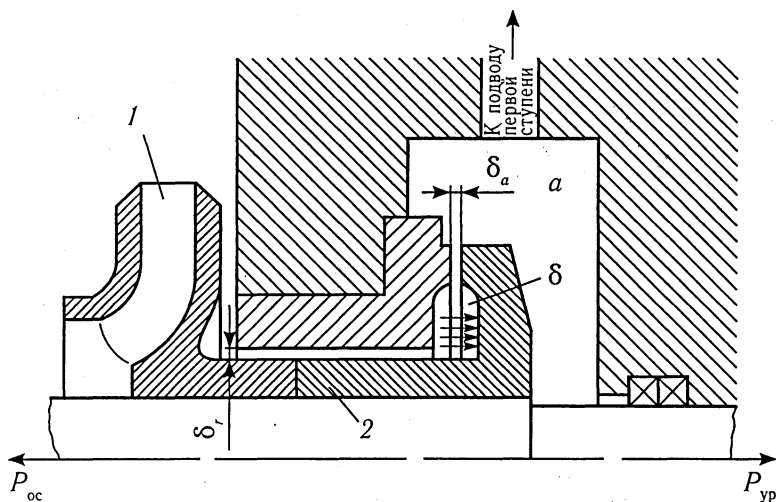


Рис. 1.12. Разгрузочный диск насоса

Уравновешивание с помощью разгрузочного диска широко применяют в многоступенчатых насосах благодаря простоте и безотказности действия. Значительным недостатком этого способа уравновешивания является увеличение утечек жидкости, вызывающее снижение КПД насоса.

Основная причина возникновения радиальной силы — асимметрия потока на выходе из рабочего колеса, обусловленная принципом действия отвода. Изменение давления по длине отвода в сумме дает радиальную силу, действующую на ротор насоса. Эта сила меняется с изменением подачи насоса. Максимальное значение радиальной силы достигается при  $Q = 0$ , минимальное — при  $Q = Q_{\text{ном}}$ . Радиальные силы вызываются также статической и динамической неуравновешенностью ротора вследствие несовершенства технологии изготовления и монтажа насоса. Радиальные силы воспринимаются подшипниками насоса и существенно влияют на их безотказность и долговечность.

### 1.5. Регулирование режима работы центробежного насоса

Если на характеристику насоса  $H$  в системе координат  $Q-H$  наложить характеристику трубопровода  $H_{\text{тр}}$ , выполненную в том же масштабе (рис. 1.13), то точка  $A$

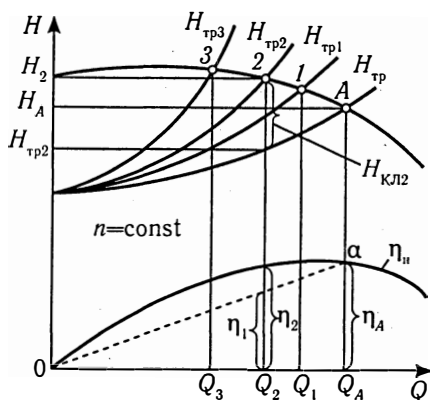


Рис. 1.13. Характеристики регулирования системы при изменении подачи насоса дросселированием

будет точкой, в которой возможности насоса и потребности трубопровода совпадают. Эта точка называется *рабочей точкой системы*. Насос будет работать с напором  $H_A$  и обеспечивать подачу  $Q_A$ . Ордината кривой КПД  $\eta_A$  определяет значение КПД насоса, соответствующего рабочей точке. Для любой системы необходимо выбирать такой насос, который в рабочей точке  $A$  имел бы наибольшее значение КПД.

Во многих случаях в соответствии с эксплуатационными режимами элементов СЭУ, а также с изменением потребления воды в бытовых системах необходимо изменять характеристики насосов или трубопроводов. Изменение характеристик, выполняемое для обеспечения требуемой подачи, называют *регулированием режимов работы насоса*.

Широко применяют следующие способы регулирования подачи: дросселированием — изменением открытия клинкета или клапана у насоса; перепуском части расхода из напорного трубопровода во всасывающий по обводному трубопроводу; изменением частоты вращения вала насоса.

*Дросселирование* — наиболее доступный во всех системах способ регулирования. Подачу насоса можно изменять тем или иным перекрытием клинкета (клапана) у насоса на нагнетательном трубопроводе, т.е. введением дополнительного гидравлического сопротивления в трубопроводе. Иногда регулирование осуществляют частичным перекрытием клинкета на всасывающем трубопроводе. Однако такой способ регулирования может быть применен лишь при незначительных изменениях подачи, так как увеличение гидравлического сопротивления на всасывании и связанное с этим углубление вакуума на входе жидкости в рабочее колесо насоса приводят к выделению газов и паров, подосу воздуха, усилению явлений кавитации и срыву подачи.

При уменьшении открытия клинкета характеристика трубопровода пойдет более круто и будет последовательно занимать положения  $H_{\text{тр}1}$ ,  $H_{\text{тр}2}$ ,  $H_{\text{тр}3}$  (см. рис. 1.13). Подача насоса будет уменьшаться, принимая значения  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ . В каждом режиме, отличающемся от рабочего, например в режиме, соответствующем точке 2, насос будет развивать напор  $H_2 > H_{\text{тр}2}$ , необходимый для подачи в трубопровод расхода  $Q_2$ . При этом режиме напор  $H_2$  складывается из напора  $H_{\text{тр}2}$ , который расходуется в трубопроводе при расходе  $Q_2$  с полностью открытым клинкетом, и потерь напора в клинкете  $H_{\text{кл}2} = H_2 - H_{\text{тр}2}$ . Клинкет становится регулятором насоса. В связи с дополнительной потерей напора в клинкете новое значение КПД насоса

$$\eta = \frac{H_{\text{тр}2}}{H_2} \eta_2 = \frac{H_2 - H_{\text{кл}2}}{H_2} \eta_2 = k_{\text{ин}2} \eta_2.$$

Отношение  $(H_2 - H_{\text{кл}2})/H_2 = H_{\text{тр}2}/H_2 = k_{\text{ин}2}$  называют *коэффициентом использования напора*. Для точек 1, 2, 3 может быть вычислено новое значение КПД и построен от точки *a* участок кривой КПД насоса с учетом потерь в клинжете (штриховая линия на рис. 1.13).

Регулирование режима работы насоса дросселированием вызывает дополнительные потери энергии. Снижение КПД при таком способе регулирования тем существеннее, чем круче кривая *H*. Несмотря на низкую экономичность, благодаря простоте дросселирование применяют широко, особенно в установках малой мощности.

При регулировании режима работы *перепуском* часть жидкости, подаваемой насосом, из нагнетательного трубопровода перепускается во всасывающий по обводному трубопроводу, на котором установлен клинжет, или сливается в приемный резервуар. При изменении степени открытия клинкета на обводном трубопроводе изменяются расход перепускаемой жидкости и, следовательно, расход сети. Регулирование перепуском неэкономично, так как теряется энергия жидкости, проходящей по обводному трубопроводу. Однако такое регулирование более экономично, чем дросселированием, для быстроходных насосов, у которых с увеличением подачи мощность падает.

В тех случаях, когда есть такая возможность, целесообразно регулировать подачу насоса *изменением частоты вращения двигателя*. На рис. 1.10 на универсальную характеристику насоса наложена характеристика трубопровода  $H_{\text{тр}}$ . Каждая точка пересечения характеристики трубопровода с характеристиками насоса при частотах вращения 800, 880, 960, 1040 мин<sup>-1</sup> определяет подачу, напор и КПД насоса. Значения подачи, напора и КПД могут быть найдены для любых промежуточных частот вращения приближенным интерполированием. При малой частоте вращения напор насоса становится недостаточным для подачи в данный трубопровод. На рис. 1.10 это примерно 780 мин<sup>-1</sup>. Самый экономичный режим работы насоса соответствует 900—1000 мин<sup>-1</sup>, значения КПД при этом 78—79%.

Экономичность регулирования работы насоса различными способами обычно сравнивают по потребляемой насосом мощности. Исследования для насосов, у которых с увеличением подачи мощность увеличивается (тихоходные и нормальные центробежные насосы), показали, что наименьшая потребляемая мощность получается при регулировании изменением частоты вращения, несколько большая

мощность — при регулировании дросселированием, самая большая — при регулировании переключением.

### 1.6. Совместная работа центробежных насосов

В судовой практике возникает необходимость значительного увеличения расхода или напора в трубопроводе. Совместная работа насосов на общий трубопровод является одним из методов такого регулирования. Часто приходится подключать два или несколько одинаковых центробежных насосов к общему трубопроводу. Насосы, работающие по такой схеме, обычно размещают вблизи друг от друга.

На рис. 1.14, а показаны характеристика  $H$  и кривая КПД  $\eta$  одного насоса. Второму насосу имеет точно такую же характеристику. Если одновременно загрузить параллельно оба насоса для обеспечения ими напора  $H_1$ , а затем  $H_2$  и  $H_3$ , то каждый из них будет обеспечивать подачу соответственно  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ , а оба —  $2Q_1$ ,  $2Q_2$ ,  $2Q_3$ , т.е. точки общей характеристики  $H_{дв}$  могут быть получены суммированием подачи при одинаковых напорах. Так как значения КПД при соответствующих напорах одинаковы для каждого насоса, то для кривой с удвоенными подачами для тех же напоров будут такие же значения КПД, как и для каждого насоса в отдельности. Для общей характеристики двух насосов может быть построена кривая КПД, имеющая ординаты, равные ординатам кривой КПД одного насоса, но с удвоенными основаниями  $\eta_{дв}$ . Если насосов несколько, то для получения их общей характеристики суммируют подачи всех насосов при одинаковых напорах.

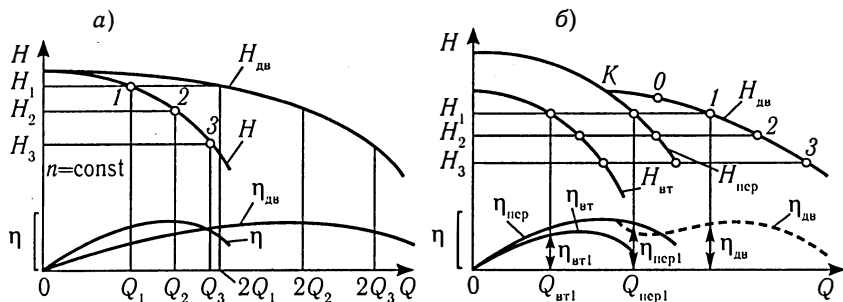


Рис. 1.14. Характеристики установок из двух насосов, включенных параллельно



Часто к одному трубопроводу подключают два или несколько разных центробежных насосов. На рис. 1.14, б изображены характеристики первого  $H_{\text{пер}}$ ,  $\eta_{\text{пер}}$  и второго  $H_{\text{вт}}$ ,  $\eta_{\text{вт}}$  насосов. Их общая характеристика  $H_{\text{дв}}$ , как и в случае двух одинаковых насосов, получена суммированием подач при одинаковых напорах. На режиме, соответствующем характеристике слева от точки  $K$ , подключение второго, менее мощного насоса бессмысленно. На режимах, соответствующих точкам характеристики от оси  $H$  до точки  $K$ , может работать только первый, более мощный насос. От точки  $K$  вправо возможна параллельная работа двух насосов. Для любой точки этого участка характеристики  $H_{\text{дв}}$  значение общего КПД двух насосов  $\eta_{\text{дв}}$  может быть определено как средневзвешенное. Например, для точки  $I$

$$\eta_{\text{дв}} = \frac{\Sigma N_{\text{п}}}{\Sigma N_{\text{пдв}}} = \frac{Q_{\text{пер1}} H_1 + Q_{\text{вт1}} H_1}{Q_{\text{пер1}} H_1 / \eta_{\text{пер1}} + Q_{\text{вт1}} H_1 / \eta_{\text{вт1}}} = \frac{Q_{\text{пер1}} + Q_{\text{вт1}}}{Q_{\text{пер1}} / \eta_{\text{пер1}} + Q_{\text{вт1}} / \eta_{\text{вт1}}},$$

где  $\Sigma N_{\text{п}}$  и  $\Sigma N_{\text{пдв}}$  — соответственно полезные суммарные мощности насосов и их двигателей, кВт.

По данной формуле можно вычислить несколько значений КПД, например для точек  $0$ ,  $1$ ,  $2$ ,  $3$ , и построить кривую  $\eta_{\text{дв}}$ .

На рис. 1.15, а показано подключение двух одинаковых центробежных насосов с характеристикой каждого  $H$  и кривой КПД  $\eta$ , с общей характеристикой при параллельном включении  $H_{\text{дв}}$  и кривой КПД  $\eta_{\text{дв}}$  к трубопроводу с характеристикой  $H_{\text{тр}}$ . Подключение второго насоса не дает удвоения подачи, так как напор в системе из-за роста подачи увеличился до значения  $HA$ , рабочая точка на характеристике каждого насоса переместилась из положения  $a$ , в положение  $a'$ , подача каждого насоса стала  $Q_{a'}$ ; подача  $Q_{a'}$  по сравнению с  $Q_{a1}$  возросла на 55%; значение КПД  $\eta_{a'} = \eta_{\text{дв}a'}$ . Для пологих характеристик трубопроводов с преобладающим гидростатическим сопротивлением подключение второго насоса дает больший прирост подачи, чем у систем с преобладающими гидродинамическими потерями.

На рис. 1.15, б представлены результаты подключения двух центробежных насосов с характеристиками первого  $H_{\text{пер}}$ , второго  $H_{\text{вт}}$  и общей характеристикой при параллельном включении  $H_{\text{дв}}$  к трубопроводу с характеристикой  $H_{\text{тр}}$ . При раздельной работе насосов рабочей точкой на характеристике первого насоса станет точка  $a_1$ , подача этого насоса будет  $Q_{a1}$ , напор  $H_{a1}$ , КПД  $\eta_{\text{на1}}$ . Для второго

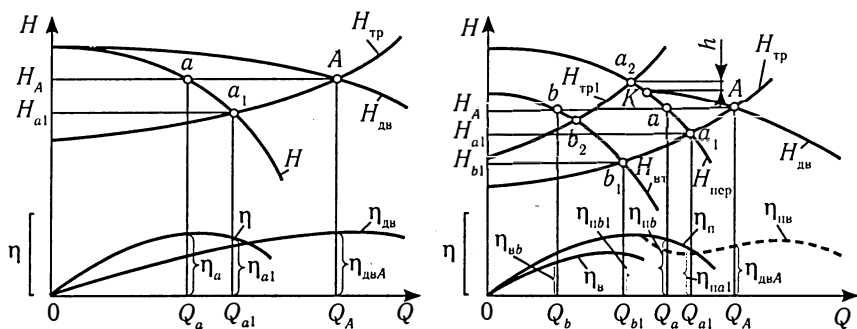


Рис. 1.15. Характеристики систем с разными и одинаковыми центробежными насосами

насоса соответственно подача  $Q_{b1}$ , напор  $H_{b1}$ , КПД  $\eta_{вб1}$ . При параллельной работе двух насосов на совместной характеристике подача двух насосов  $Q_A$ , напор  $H_A$ , КПД  $\eta_{двA}$ . Рабочие точки  $a$  и  $b$  на характеристиках первого и второго насосов определяют соответственно подачи, напоры и КПД первого и второго насосов:  $Q_a$ ,  $H_a = H_A$ ,  $\eta_{на}$ ,  $Q_b$ ,  $H_b = H_a = H_A$ ,  $\eta_{бб}$  при параллельной работе насосов. Если при построении общей характеристики не была построена кривая КПД  $\eta_{дв}$ , то значение КПД двух насосов для рабочей точки  $A$  можно определить по формуле для  $\eta_{дв}$ .

Когда характеристика трубопровода  $H'_{тр1}$  проходит выше точки  $K$ , параллельная работа двух насосов невозможна. При подключении второго, более слабого насоса жидкость из трубопровода под напором  $h$  пойдет через проточную часть и всасывающий трубопровод второго насоса в приемный резервуар. Подача жидкости в основной трубопровод уменьшится или даже прекратится. Изменится и характеристика трубопровода, который превратится в разветвленный. Раздельная работа насосов в этом случае вполне возможна, рабочей точкой для первого насоса будет  $a_2$ , для второго —  $b_2$ .

На рис. 1.16 даны характеристики центробежного насоса, работающего на сложный разветвленный трубопровод с двумя разными ветками на нагнетании, включенными параллельно, с характеристикой  $H_{тр}$ . Рабочая точка  $A$  определяет подачу  $Q_A$ . Неизвестны подачи через ветки нагнетательного трубопровода, т.е. подачи через второй и третий трубопроводы в отдельности. Определяют их следующим образом: сначала от  $H$  отнимают напоры, теряемые на первом общем трубопроводе, — ординаты кривой  $H_{трпер}$ . Ординаты результирующей

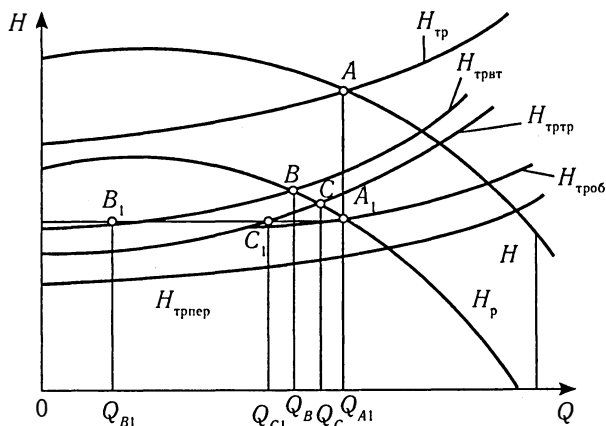


Рис. 1.16. Характеристики системы с разветвленным нагнетательным трубопроводом

кривой  $H_р$  представляют собой оставшиеся располагаемые напоры насоса для второго и третьего трубопроводов, включенных параллельно. Затем рассматривают систему — насос с характеристикой  $H_р$  и двухниточный трубопровод с характеристиками второго участка  $H_{трвт}$ , третьего участка  $H_{тртр}$  и общей  $H_{троб}$ . Точка пересечения  $B$  определяет подачу  $Q_B$  насоса при отливе только через второй участок, точка  $C$  определяет  $Q_C$  при отливе только через третий участок, точка  $A_1$  — подачу  $Q_{A1}$  при отливе через два параллельно подключенных участка. Точка  $B_1$  определяет количество жидкости  $Q_{B1}$ , проходящее через второй участок, а точка  $C_1$  — количество жидкости  $Q_{C1}$ , проходящее через третий участок при параллельном подключении этих участков.

Иногда на судах используют двухколесные насосы, рабочие колеса в одном режиме соединяют параллельно, в другом — последовательно. На рис. 1.17 показаны характеристики одного  $H_о$  и двух  $H_д$  колес при параллельном включении. На характеристики насоса наложены характеристики трубопровода  $H_{трп}$  и высоконапорного трубопровода  $H_{трпв}$ . Рабочая точка  $A$  определяет параметры насоса при параллельном соединении колес и работе насоса на низконапорный трубопровод. Этому режиму соответствует КПД насоса  $\eta_{A1}$ , близкое к максимальному. Рабочая точка  $A_2$  определяет параметры работы насоса при последовательном соединении колес и подключении насоса к высоконапорному трубопроводу. Значение  $\eta_{A2}$  близко

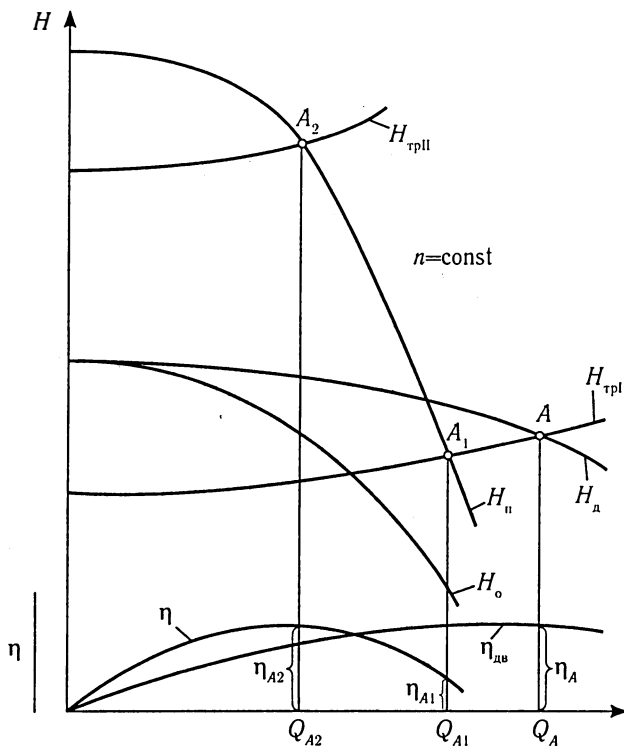


Рис. 1.17. Характеристики насоса с переключением рабочих колес

к наибольшему. Следовательно, последовательное соединение насосов применяют для увеличения напора. При таком соединении подача насосов одинакова, а общий напор равен сумме напоров отдельных насосов. Суммарная характеристика насосов  $H_n$  получается сложением ординат кривых напора при одинаковой подаче. На низконапорный трубопровод насос может работать при любом способе включения колес, так как его подача будет различаться незначительно.

Однако рабочая точка  $A_1$  соответствует весьма невыгодному режиму работы насоса. В этом режиме у насоса малый напор и большая подача на участке характеристики, удаленном от значения наибольшего КПД. В этих режимах КПД  $\eta_{A1}$  может оказаться в несколько раз меньше  $\eta_{A2}$  при параллельном включении рабочих колес.

Параллельно могут работать насосы различного принципа действия, например центробежные и возвратно-поступательные (рис. 1.18). Кривые  $I$  и  $II$  — характеристики соответственно возвратно-поступательного и центробежного насосов, кривая  $H_{тр}$  — характеристика трубопровода. При индивидуальной работе возвратно-поступательного насоса на трубопровод рабочей точкой будет точка 1, а центробежного — точка 2. Характеристика  $I+II$  параллельно работающих насосов получается суммированием подач характеристик  $I$  и  $II$  при одинаковых напорах. Рабочая точка 3 показывает, что полная подача  $Q_3$  обоих насосов равна сумме подач  $Q_{3II}$  центробежного и  $Q_{3I}$  возвратно-поступательного насосов при напоре  $H_3$ . Если характеристикой трубопровода является кривая  $H_{тр1}$ , то параллельная работа обоих насосов невозможна, так как характеристика  $I+II$  не пересекается кривой  $H_{тр1}$ . В данном случае будет работать только возвратно-поступательный насос с рабочей точкой 4, а центробежный насос будет отключен от сети обратным клапаном и перейдет на работу вхолостую.

Из рассмотренного можно сделать следующие выводы:

— подключение центробежного насоса параллельно возвратно-поступательному насосу увеличивает расход в трубопровод;

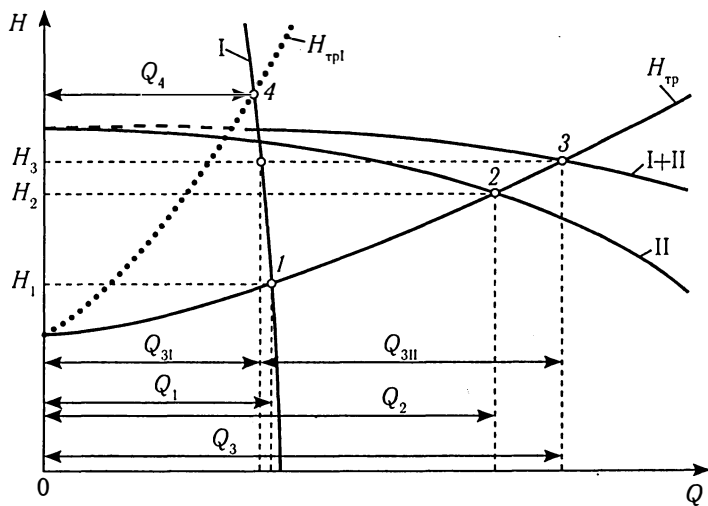


Рис. 1.18. Характеристики системы с объемным и центробежным насосами

- чем круче характеристика трубопровода, тем меньшую прибавку к расходу дает подключение центробежного насоса и наоборот;
- при пуске центробежных и возвратно-поступательных насосов в параллельную работу рекомендуется присоединять центробежный насос к уже работающему возвратно-поступательному постепенным открытием нагнетательного клапана, так как присоединение возвратно-поступательного насоса к центробежному вызывает резкое изменение подачи последнего, что приводит к гидравлическому удару.

### 1.7. Подобие центробежных насосов. Коэффициент быстроходности

**Подобие насосов.** Движение жидкости в проточной полости центробежного насоса весьма сложно, поэтому для упрощения проектирования насосов используют опытные данные, полученные при исследовании работы насосов, аналогичных проектируемым. Применяют эти данные при соблюдении законов подобия. Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называются подобными, если в соответствующих точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются *коэффициентами* или *масштабами подобия*.

Условие *геометрического подобия* насосов заключается в равенстве сходственных углов и постоянстве отношений сходственных геометрических величин, в том числе в подобии шероховатостей поверхности стенок внутренних каналов, зазоров в щелевых уплотнениях и толщин лопастей рабочих колес.

*Кинематическое подобие* состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей, в том числе и кинематическом подобии на границах потоков. Границами потока являются, в частности, его сечение у входа в насос и движущиеся лопасти колеса. Для выполнения условий кинематического подобия на границах потоков необходимо, чтобы средняя скорость жидкости у входа в насос была пропорциональна окружной скорости рабочего колеса.

*Динамическое подобие* выражается постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин.

Режимы работы насоса, при которых выполняются рассмотренные условия, называются подобными. Теория подобия позволяет установить формулы пересчета параметров лопастных насосов, определяющие зависимость подачи, напора и мощности геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, от их размеров и частоты вращения. Объемные подачи насосов, работающих в подобных режимах, относятся как кубы наружных диаметров рабочих колес и первые степени частот вращения валов и объемных КПД. Полные напоры, создаваемые ими в подобных режимах, относятся как квадраты наружных диаметров рабочих колес, квадраты частот вращения вала и первые степени гидравлических КПД. Мощности насосов, работающих в подобных режимах, относятся как пятые степени наружных диаметров рабочих колес, кубы частот вращения валов, первые степени плотностей перемещаемых жидкостей и обратно пропорциональны КПД насосов.

**Коэффициент быстроходности.** В насосостроении при соблюдении всех рассмотренных условий подобия разработан единый критерий подобия насосов, называемый коэффициентом быстроходности:

$$n_s = \frac{3,65nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

На основании формулы для  $n_s$  коэффициентом быстроходности называют частоту вращения насоса, геометрически подобного такому, который при напоре 1 м имеет подачу 0,075 м<sup>3</sup>/с.

В зависимости от коэффициента быстроходности рабочие колеса лопастных насосов подразделяют на центробежные (тихоходные и нормальные диагональные, осевые (табл. 1.1, рис. 1.19).

Таблица 1.1

Параметр рабочего колеса	Рабочее колесо			
	тихоходное (рис. 1.19, а)	нормальное (рис. 1.19, б)	диагональное (рис. 1.19, в)	осевое (рис. 1.19, г)
$n_s, \text{мин}^{-1}$	50-90	80-300	250-500	500-1000
$D_2/D_0$	3-2,5	2,5-1,4	1,4-0,9	0,8
Форма лопатки	Цилиндрическая	Двойной кривизны на входе, цилиндрическая на выходе	Двойной кривизны	

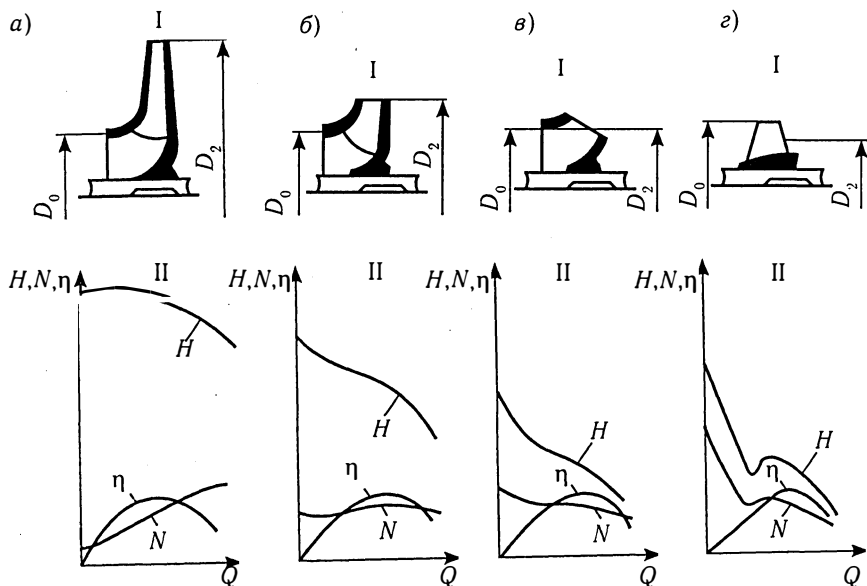


Рис. 1.19. Сечения (I) и характеристики (II) рабочих колес лопастных насосов

По мере увеличения коэффициента быстроходности кривая напоров  $H$  у насосов становится более крутой. Мощность при подаче, равной нулю, увеличивается с ростом коэффициента быстроходности. Если у насосов с тихоходными и нормальными колесами мощность возрастает с увеличением подачи, то у насосов с диагональными колесами с изменением подачи она почти не изменяется, а у насосов с осевыми колесами с увеличением подачи — уменьшается. Чем больше коэффициент быстроходности, тем круче падает кривая КПД по обе стороны от оптимального режима и, следовательно, тем меньше становится диапазон подач, в котором работа насоса экономически выгодна. Так как напор лопастного насоса не зависит от рода перекачиваемой жидкости, то и коэффициент быстроходности не зависит от него.

Многоступенчатый насос представляет собой несколько последовательно соединенных одноступенчатых насосов, поэтому для него принято определять коэффициент быстроходности ступени, а не всего насоса, для чего в уравнение по определению  $n_s$  следует подставить напор одной ступени. Рабочее колесо насоса с двусторонним входом



можно рассматривать как два параллельно соединенных насоса, поэтому при определении коэффициента быстроходности колеса такого насоса значение подачи следует брать  $Q/2$ . При этом коэффициент быстроходности колеса уменьшается и колесо становится менее быстроходным.

Из формулы коэффициента быстроходности  $n_s$  следует, что колесо центробежного насоса, предназначенное для работы с заданными  $Q$  и  $H$ , обладает тем большей быстроходностью, чем больше его частота вращения. Применение рабочих колес с высоким значением  $n_s$  экономически целесообразно, так как большие частоты вращения обуславливают малые размеры и массу насосов и приводных двигателей при высоком КПД агрегатов. При заданной частоте вращения коэффициент быстроходности  $n_s$  тем выше, чем больше подача и меньше напор, развиваемые рабочим колесом. Поэтому рабочие колеса с высоким значением  $n_s$  являются низконапорными и дают большую подачу. Для различных режимов работы насоса коэффициент быстроходности различен:  $n_s = 0$  (при  $Q = 0$ );  $n_s = \infty$  (при  $H = 0$ ). При переходе с одной напорной кривой универсальной характеристики на другую  $n_s$  не меняет своего значения.

Характеристика неисправности центробежных насосов и способы их устранения приведены в таблице П.1.1.

### 1.8. Осевые насосы

**Устройство и назначение.** Лопастные насосы с коэффициентом быстроходности  $n_s > 500$  характеризуются малым отношением диаметров  $D_2/D_0$ , жидкость в них движется соосно с валом насоса, поэтому их называют осевыми (рис. 1.20). Рабочее колесо насоса состоит из ступицы 2 и лопастей 3, число которых составляет обычно 3—4. За рабочим колесом находится направляющий аппарат 1, в котором часть кинетической энергии потока преобразуется в энергию давления, а также устраняется закрутка жидкости, и поток из аппарата выходит в осевом направлении.

Иногда перед рабочим колесом также устанавливают направляющий аппарат. У осевого насоса направляющий аппарат представляет собой несколько лопастей, отлитых совместно с корпусом. Лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата выполняют с каплевидными изогнутыми профилями.

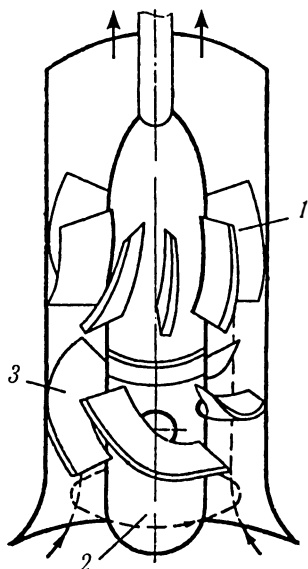


Рис. 1.20. Осевой насос

Осевой насос по сравнению с центробежным имеет низкий напор и большую подачу. Вследствие отсутствия потерь на дисковое трение у осевых насосов высокий КПД, достигающий при большой мощности 0,9.

Как правило, осевые насосы изготавливают одноступенчатыми на судах их используют в качестве циркуляционных насосов главных конденсаторов, в балластных системах транспортных судов и плавучих доков — в качестве водотливных.

**Основные положения теории.** На рис. 1.21 показана развертка цилиндрического сечения лопастей (дужек) рабочего колеса и направляющих аппаратов осевого насоса.

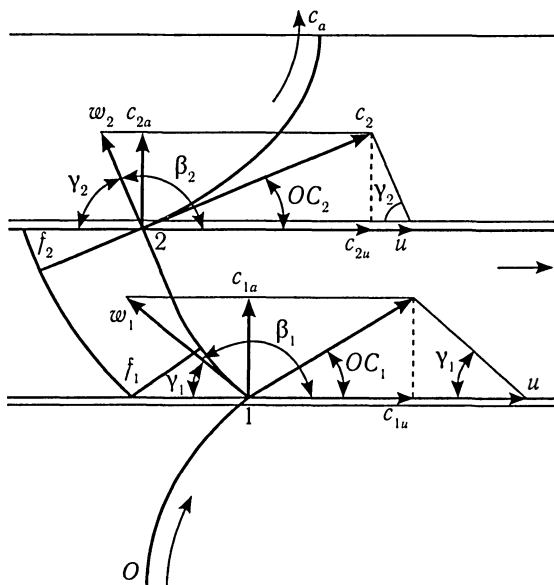


Рис. 1.21. Кинематика движения жидкости и осевого насоса

Уравнение напора центробежного насоса применительно к осевому при условии, что окружные скорости  $u_2 = u_1 = u = 2\pi Rn/60$ , принимает вид

$$H_{t\infty} = \frac{u(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{u(c_{2u} - c_{1u})}{g}$$

Из треугольников скоростей

$$c_{1u} = u - c_{1ac} \operatorname{tg} \gamma_1; \quad c_{2u} = u - c_{2ac} \operatorname{tg} \gamma_2.$$

Если пренебречь влиянием толщины лопастей, то аксиальные скорости в проточной части одинаковы, т.е.  $c_{1a} = c_{2a} = c_a$ . При таком условии  $c_{1u} = u - c_a \operatorname{ctg} \gamma_1$ ;  $c_{2u} = u - c_a \operatorname{ctg} \gamma_2$ .

После подстановки  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$  в уравнение напора

$$H_{t\infty} = \frac{uc_a}{g} (\operatorname{ctg} \gamma_1 - \operatorname{ctg} \gamma_2)$$

Так как напор насоса  $H_{t\infty}$ , должен быть обязательно больше нуля, то  $\operatorname{ctg} \gamma_1 > \operatorname{ctg} \gamma_2$ , а  $\gamma_2 > \gamma_1$ . Следовательно, лопасть рабочего колеса должна быть вогнутой. В связи с тем, что на всей длине лопасти от ступицы рабочего колеса до внутреннего радиуса корпуса насоса напор должен оставаться одинаковым, необходимо выдержать условие, что  $u(\operatorname{ctg} \gamma_1 - \operatorname{ctg} \gamma_2) = \text{const}$ .

При использовании второй записи уравнения напора лопастных насосов, когда  $u_2 = u_1 = u$ ,

$$H_{t\infty} = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Для сохранения первого члена уравнения необходимо условие  $\omega_1 > \omega_2$ , т.е. сечение на входе в колесо  $f_1$  должно быть меньше сечения  $f_2$ . Последнее достижимо при наличии профилей лопастей с утолщенной частью в начале межлопастного канала.

Механический КПД в осевых насосах учитывает потери энергии от трения в уплотнениях и подшипниках ( $\eta_m = 0,94 \div 0,98$ ). Объемные потери незначительны ( $\eta_o \approx 1$ ). Гидравлический КПД для осевых насосов  $\eta_r = 0,75 \div 0,92$ , полный КПД насоса  $\eta = \eta_r \eta_m = 0,7 \div 0,9$ .

**Характеристика насоса. Регулирование подачи.** Напор осевого насоса максимален при подаче  $Q = 0$ . При малых подачах кривая  $H$  круто падает вниз, имея характерный перегиб в точке, аналогичной точке  $A$  (рис. 1.22). В отличие от центробежного насоса мощность осевого насоса понижается при увеличении подачи и имеет наибольшее значение при, подаче равной нулю. Поэтому пуск осевого насоса допустим при открытой задвижке на напорной трубе, т.е. под нагрузкой.

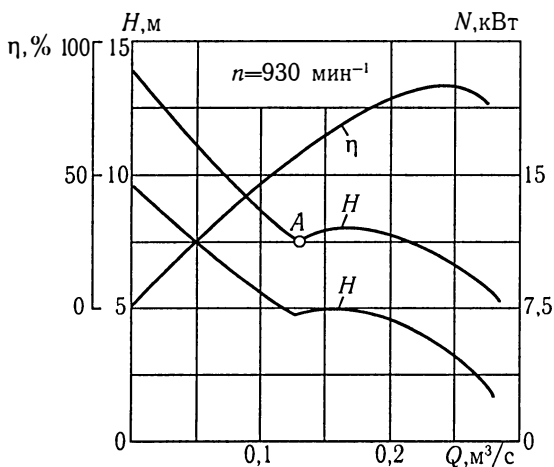


Рис. 1.22. Натурная характеристика осевого насоса

В осевом насосе можно расширить диапазон рабочих подач и напоров, в котором насос работает экономично, применив в колесе поворотные лопасти. Регулировать подачу можно также изменением частоты вращения и дросселированием.

### 1.9. Кавитация лопастных насосов

Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей, заполненных паром или газом. Кавитация возникает при понижении давления, в результате чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ. Обычно эти процессы происходят одновременно. В потоке жидкости такое падение давления происходит в области повышенных скоростей.

Давление, при котором возникает кавитация, зависит от физических свойств жидкости. На практике жидкость быстро проходит через область пониженного давления и газ не успевает выделиться. В таком случае наблюдается паровая кавитация. Полости или пузырьки, заполненные паром, увлекаются потоком в область повышенного давления. В этой области пар конденсируется, и полости, заполненные паром, замыкаются. Последствием кавитации являются следующие явления:

1. Разрушение — эрозия стенок канала. При конденсации пузырьков пара частицы жидкости, окружающие пузырек, находятся под действием возрастающей разности давления жидкости и давления внутри пузырька и движутся ускоренно к его центру. При полной конденсации пузырьков происходит столкновение частиц, сопровождающееся мгновенным местным повышением давления. Если конденсация пузырька происходит на стенке канала или вблизи ее, то происходит разрушение поверхности — выщербливание материала стенок канала, называемое *кавитационной эрозией*. Кавитационная эрозия является наиболее опасным следствием кавитации.

2. Появление шума, треска, ударов и вибрации установки вследствие колебаний жидкости, которые вызваны замыканием полостей, заполненных паром.

3. Уменьшение подачи, напора, мощности и КПД насоса. В лопастном насосе паровая кавитация возникает на тыльных сторонах лопастей вблизи входных кромок, где вследствие местного увеличения скорости потока давление минимально. Давление жидкости на тыльной стороне у входной кромки лопасти зависит от давления во всасывающем патрубке насоса, гидравлических потерь в подводе и местной скорости жидкости.

Давление у входа в насос и, следовательно, в рабочее колесо тем меньше, чем больше высота всасывания и гидравлическое сопротивление во всасывающем трубопроводе и чем меньше давление в опораживаемом баке. При достаточно большой высоте всасывания и сопротивлении всасывающего трубопровода или при очень малом давлении в опораживаемом баке давление у входа в рабочее колесо становится настолько малым, что возникает кавитация. Кавитация ограничивает высоту всасывания насоса. Значение, на которое полный напор жидкости во входном патрубке насоса превышает напор, соответствующий давлению ее насыщенных паров, называют *кавитационным запасом*:

$$\Delta h = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho g},$$

где  $p_{\text{нп}}$  — давление насыщенного пара жидкости.

Если весь кавитационный запас расходуется на преодоление гидравлического сопротивления подвода насоса, то давление понижается до давления насыщенного пара жидкости и возникает кавитация. Кавитационный запас, при котором начинается кавитация, называется *критическим*  $\Delta h_{\text{кр}}$ . Режим, при котором начинается падение напора и КПД, называют *первым критическим режимом*. Ему соответствует первый критический кавитационный запас  $\Delta h_{\text{Iкр}}$ . При дальнейшем уменьшении кавитационного запаса паровая полость, удлиняясь, приближается к концу лопасти, что сопровождается снижением параметров насоса. При некотором значении  $\Delta h$  область кавитации распространяется на весь межлопастный канал, что приводит к резкому уменьшению напора и КПД. Началу резкого снижения характеристики соответствует кавитационный запас  $\Delta h_{\text{IIкр}}$ .

Кавитация отражается на характеристике насоса, поэтому для определения  $\Delta h_{\text{кр}}$  выполняют кавитационные испытания, в результате которых получают *кавитационные характеристики*. Кавитационная характеристика представляет собой зависимость напора, мощности и КПД насоса при постоянной частоте вращения от кавитационного запаса (рис. 1.23).

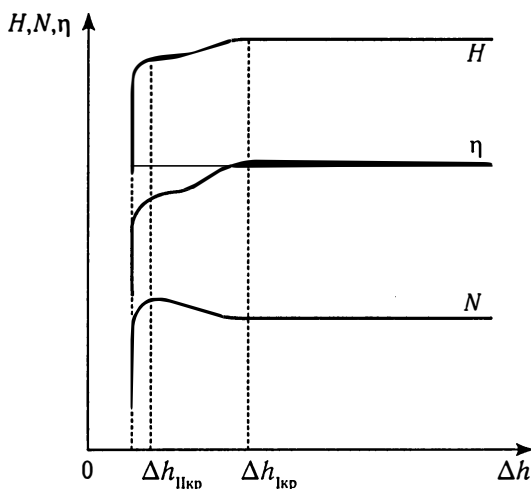


Рис. 1.23. Кавитационные характеристики насоса

Уменьшение неблагоприятных последствий кавитации, в частности устранение изменений характеристик лопастного насоса, может быть достигнуто при использовании специальных рабочих колес, имеющих повышенные кавитационные свойства вследствие расширения входной части колеса и использования лопастей двойной кривизны, вытянутых в сторону всасывания. Другим способом повышения кавитационных качеств насоса является установка на входе первой ступени колеса с лопастями, очерченными по винтовой поверхности, — так называемого предвключенного шнека. Самым эффективным способом устранения кавитации является переход на пониженную частоту вращения, что позволяет существенно облегчить работу насоса, либо переход на многопоточную схему.

### 1.10. Конструктивные схемы насосов и их элементов

Каждая ступень *многоступенчатого секционного насоса* (рис. 1.24) имеет торцовый разъем. Из камеры *a* подвода жидкость поступает на рабочее колесо *1* первой ступени, затем в направляющий аппарат *2* и переводной канал *б*. У многоступенчатого насоса направляющий аппарат должен обеспечивать безударный прием жидкости на выходе из рабочего колеса, затем плавно изменять направление потока на осевое для обеспечения подвода к следующей ступени. Из канала *б* поток поступает в рабочее колесо второй ступени и т.д. Патрубок *3* подключен к нагнетательному трубопроводу. Для уравнивания осевых сил в насосе применено разгрузочное устройство *4*. Достоинством секционных насосов являются малые масса и габариты, а также возможность комплектовать из одинаковых элементов насосы с разным числом рабочих колес, и, следовательно, с разным напором. Все рабочие колеса таких насосов одинаковы.

В *центробежном одноступенчатом насосе* (рис. 1.25) с двусторонним подводом жидкости при всасывании и лопастным направляющим аппаратом на выходе жидкости за пределы рабочего колеса жидкость из камеры *a* подвода поступает на рабочее колесо *3* с двух сторон. Симметричный, подвод жидкости практически устраняет усилия вдоль оси вала рабочего колеса. Жидкость, покидая рабочее колесо, поступает на лопасти неподвижного направляющего аппарата *2*. Последний обеспечивает частичное преобразование кинетической энергии потока в давление в пределах направляющего

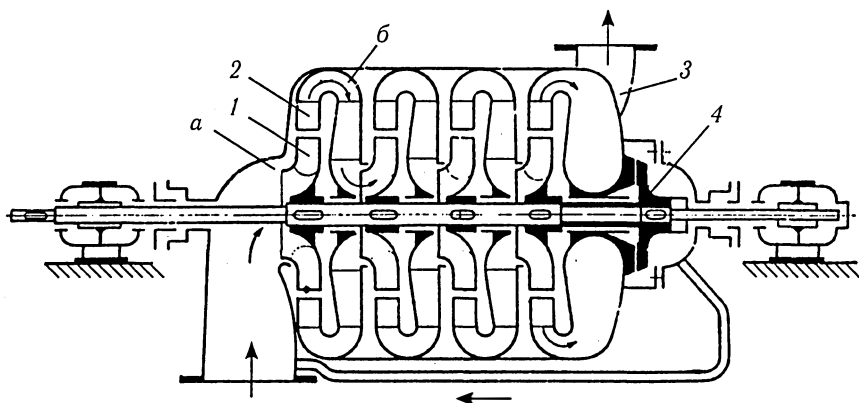


Рис. 1.24. Многоступенчатый насос высокого давления

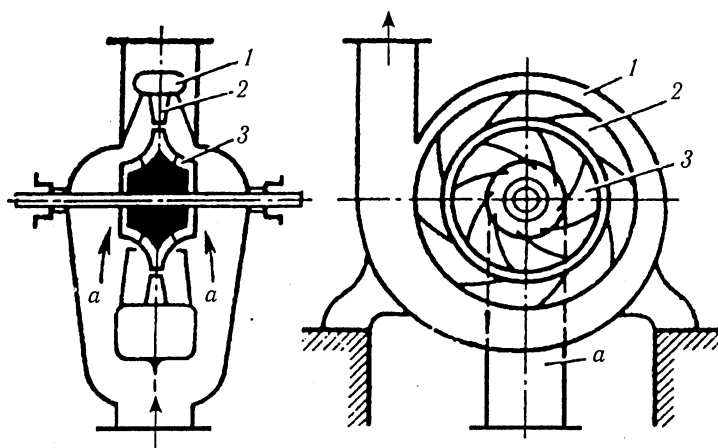


Рис. 1.25. Насос с двусторонним подводом жидкости

аппарата и лучшее направление потока в спиральный отвод 1. Число неподвижных лопастей такого направляющего аппарата обычно на единицу больше или меньше числа лопастей рабочего колеса во избежание их одновременного совпадения. Одновременное совпадение подвижных и неподвижных лопастей, а затем несовпадение их изменяют сечение, приводят к пульсации потока и снижению КПД насоса.



*Рабочие колеса*, как правило, отливают вместе с лопастями. Малые колеса тихоходных насосов, имеющие узкие каналы, часто выполняют сборными. При этом к литым или штампованным ведомому и ведущему дискам лопасти приваривают или приклепывают. Иногда сборное колесо состоит только из двух частей — из ведущего диска, в котором выфрезерованы лопасти, и ведомого диска. Сборная конструкция позволяет производить тщательную обработку внутренней поверхности каналов между лопастями, что уменьшает гидравлические потери и увеличивает эрозионную стойкость рабочего колеса. Число лопаток у центробежных колес обычно 6—10, у осевых колес 3—4.

В судовых насосах встречается несколько конструкций *подводов*. *Прямоосный конфузор* применяют в случае, когда рабочее колесо закреплено консольно на конце вала насоса и вал не проходит через подвод. Такой подвод выравнивает поле скоростей и имеет небольшое гидравлическое сопротивление.

*Кольцевой подвод* представляет собой кольцевой канал постоянного сечения, расположенный по окружности входа в рабочее колесо. Он соединен с входным патрубком насоса, расположенным сбоку перпендикулярно к оси. Кольцевой подвод применяют в многоступенчатых насосах секционного типа (см. рис. 1.24) в качестве подвода первой ступени.

*Спиральный подвод* представляет собой спиральный канал, расположенный по окружности входа в рабочее колесо. Спиральный подвод широко применяют в насосах двустороннего всасывания и многоступенчатых насосах секционного типа.

*Отвод* насоса предназначен для выполнения следующих функций: сбора жидкости, выходящей по периферии рабочего колеса, и подвода ее к напорному патрубку насоса или рабочему колесу следующей ступени; уменьшения скорости жидкости, вытекающей из рабочего колеса, преобразования при этом кинетической энергии в потенциальную энергию давления с возможно меньшими гидравлическими потерями: раскручивания потока, закрученного в рабочем колесе.

Встречается несколько форм отводов.

*Спиральный отвод* представляет собой канал, расположенный по окружности выхода из рабочего колеса. Осевые сечения этого канала увеличиваются соответственно изменению расхода жидкости, протекающей через сечение отвода. Спиральный канал переходит в прямоосный диффузор — патрубок насоса.

*Кольцевой отвод* представляет собой канал постоянного сечения, расположенный вокруг рабочего колеса. К каналу примыкает напорный патрубок насоса. Кольцевой отвод применяют в насосах, перекачивающих загрязненные жидкости, в которых спиральные отводы неприменимы, так как начальные участки спирального канала, имеющие малые сечения, непроходимы для крупных твердых частиц. При постоянном сечении кольцевого канала средние скорости жидкости в разных его сечениях неодинаковы, так как расходы жидкости, протекающей через разные сечения отвода, различны. Поэтому избежать дополнительных потерь в отводе, возникающих из-за слияния потоков жидкости с разными скоростями, текущей по отводу и выходящей из рабочего колеса, невозможно.

*Направляющий аппарат*, применяемый в многоступенчатом насосе, выполняет роль отвода и подвода и является совокупностью нескольких каналов, расположенных вокруг рабочего колеса, по которым жидкость перемещается к рабочему колесу следующей ступени. Такие направляющие аппараты имеют сложную конструкцию.

### 1.11. Насосы трения

**Вихревые насосы.** Основным рабочим органом *закрытого вихревого насоса* (рис. 1.26, а) является рабочее колесо, представляющее собой диск с радиальными или наклонными лопатками 3. Колесо находится в корпусе 1 с небольшими торцовыми зазорами. В боковых и периферийной стенках корпуса имеется канал, начинающийся у всасывающего патрубка 2 и заканчивающийся у напорного патрубка 5; перемычка 4 в конце канала служит уплотнением между напорной и всасывающей полостями. Жидкость при движении от приемного патрубка к нагнетательному рециркулирует, неоднократно попадая из кольцевого канала в межлопаточное пространство и вновь в кольцевой канал. В межлопаточном пространстве жидкость всякий раз получает приращение механической энергии, в результате чего увеличивается ее напор.

В *открытом вихревом насосе* (рис. 1.26, б) жидкость из всасывающего патрубка 2 поступает в подвод б, из которого через входное окно подается к лопаткам рабочего колеса 8 и, только пройдя через него, поступает в канал а. Затем жидкость перемещается по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие б уходит в отвод 7 и напорный патрубок 5. Насос имеет открытый канал, который

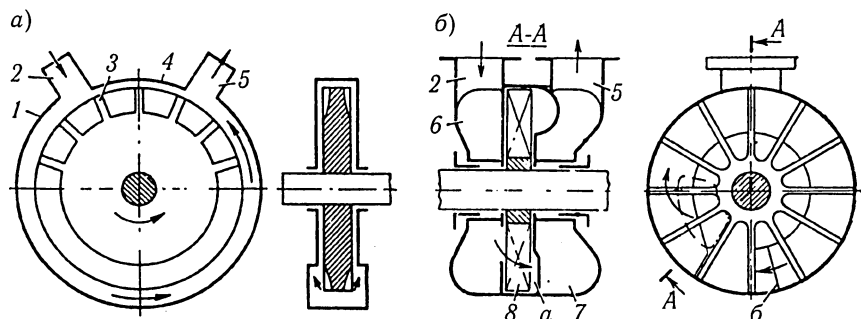


Рис. 1.26. Вихревой насос закрытого и открытого типов

заканчивается напорным отверстием б, расположенным на том же радиусе, что и канал.

Для улучшения кавитационных качеств закрытого вихревого насоса перед рабочим колесом подключают центробежную ступень. Такой насос называется *центробежно-вихревым*. Применение предвключения центробежного колеса позволяет существенно повысить скорость на входе в вихревое колесо и, следовательно, получить более высокое давление вихревого колеса и насоса в целом. В центробежно-вихревом насосе часть полного давления развивается центробежным колесом, КПД которого выше, чем у вихревого колеса, поэтому КПД такого насоса выше, чем КПД чисто вихревого насоса.

К недостаткам вихревых насосов относятся: низкий КПД; непригодность для работы на вязких жидкостях, так как с увеличением вязкости их напор и КПД резко падают; непригодность также для работы на жидкостях, содержащих твердые частицы.

Проходя через рабочее колесо насоса, жидкость приобретает окружную составляющую скорости, большую скорости жидкости в канале. Под действием центробежной силы поток выходит из ячеек и поступает в канал, сообщая импульс силы находящейся в канале жидкости в направлении вращения рабочего колеса. Одновременно с выходом потока из ячеек в них поступает новое количество жидкости у корневой части лопаток. При движении жидкости в ячейке ее энергия повышается, и жидкость вновь выбрасывается в канал. В результате многократного обмена энергия жидкости в канале повышается по мере приближения к нагнетательному патрубку.

В связи с тем, что частицы жидкости движутся в канале с разными скоростями, наблюдаются интенсивное вихреобразование

и значительные гидравлические, объемные и механические потери энергии.

*Гидравлические потери* возникают вследствие трения и вихреобразования при поступательном и циркуляционном движении в криволинейном отводе насоса. Так как скорости этих движений значительны, то гидравлические потери составляют до 30% потребляемой насосом энергии.

*Объемные потери* значительны (составляют до 20% энергии, подводимой к валу вихревого насоса). Они обусловлены перетеканием жидкости через зазоры между поверхностями перемычки и кромками лопастей рабочего колеса из напорной полости в полость всасывания.

*Механические потери*, как и в центробежных насосах, обусловлены трением в сальниках и подшипниках и трением нерабочих поверхностей колеса насоса о жидкость в осевых зазорах. Эти потери составляют до 10% подводимой к насосу энергии.

Из рассмотренного следует, что рабочие процессы вихревых и лопастных насосов различны, однако вихревые насосы имеют много общего с лопастными (простота и сходство конструкции, высокая частота вращения, сходность характеристик и др.).

Из рис. 1.27 следует, что с увеличением подачи напор и мощность снижаются, а кривая КПД имеет максимум аналогично кривой КПД центробежного насоса. Мощность насоса минимальна при открытом клапане, поэтому пуск его целесообразен в рабочем режиме.

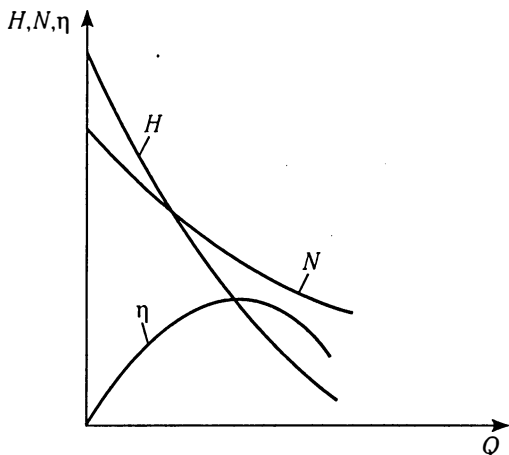


Рис. 1.27. Характеристики вихревого насоса

В связи с тем, что мощность насоса при нулевой подаче в несколько раз превышает мощность в оптимальном режиме, не следует допускать длительной работы насоса в режимах, лежащих левее рабочего участка характеристики. Характеристика центробежно-вихревого насоса имеет такой же вид, что и вихревого. Однако центробежно-вихревые насосы имеют относительно меньшую мощность при нулевой подаче.

Большинство вихревых насосов обладают самовсасывающей способностью. Для этого насос должен быть заполнен небольшим количеством жидкости.

Высота самовсасывания вихревого насоса обычно не больше 4 м, у центробежно-вихревого насоса она достигает 6 м.

Характерные неисправности вихревых насосов, причины и способы их устранения приведены в таблице П.1.2.

**Струйные насосы.** Струйным называется насос трения, в котором перекачиваемая жидкость перемещается рабочим потоком жидкости, обладающим большей энергией.

В водоструйном эжекторе (рис. 1.28) к рабочему соплу 3 по подводящему каналу 2 подводится высоконапорный рабочий поток. Диффузор 6 представляет собой конус с углом раскрытия 6—8°. По подводу 1 с входным кольцевым соплом 4 камеры смешения 5 подводится поток перекачиваемой жидкости. Камеру смешения выполняют цилиндрической или она имеет конический участок на входе (конфузор). Плоскость среза сопла 3 находится во входном сечении камеры смешения или на некотором расстоянии от него.

Принцип действия струйного насоса заключается в следующем. Рабочий поток выходит из сопла 3 с высокой скоростью. В результате взаимодействия сил турбулентного трения, вызывающего появление вихрей у рабочей струи и перемещаемой жидкости, во входном сечении камеры смешения устанавливается давление, которое ниже давления перекачиваемой жидкости.

В результате разности давлений перекачиваемая жидкость из подвода 1 поступает в камеру смешения, где параметры потоков осредняются. В диффузоре 6 происходит повышение давления до выходного значения вследствие уменьшения кинетической энергии потока.

Рабочий напор (см. рис. 1.28), затрачиваемый в струйном насосе и равный разности напоров рабочего потока на входе в насос (сечения  $b-b$ ) и на выходе из него (сечение  $c-c$ ),



$$H_p = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} - \frac{p_c}{\rho g} - \frac{v_{\text{сн}}^2}{2g},$$

где  $v_{\text{сн}}$  — скорость смешанного потока, м/с.

Полезный напор, создаваемый насосом и равный разности напоров подаваемой жидкости за насосом (сечение  $c-c$ ) и перед ним (сечение  $a-a$ ),

$$H_n = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_{\text{сн}}^2}{2g} - \frac{p_a}{\rho g} - \frac{v_a^2}{2g},$$

где  $v_a$  — скорость жидкости в сечении  $a-a$ , м/с.

Расход рабочей жидкости и подача насоса соответственно

$$Q_1 = \frac{v_{1c}\pi d_1^2}{4}, \quad Q_0 = \frac{v_0\pi(d_0^2 - d_1^2)}{4}.$$

Коэффициент полезного действия насоса, равный отношению полезной мощности к затраченной,

$$\eta = \frac{H_n Q_0}{H_p Q_1}.$$

Максимальное значение его составляет 0,2—0,35. Невысокие значения КПД струйных насосов объясняются значительными потерями энергии, сопровождающими рабочий процесс. Вместе с тем струйные насосы распространены достаточно широко. Это связано с простотой их устройства, малыми габаритными размерами, отсутствием подвижных частей. Они надежны и могут размещаться в труднодоступных местах, способны подавать агрессивные и загрязненные жидкости, выполнять функции смесителей. Рабочий процесс струйного насоса в общих чертах одинаков при работе на жидких, газообразных и разнофазовых потоках.

Наиболее широко применяют струйные насосы в осушительной и водоотливной системах для удаления воды из трюмов. Рабочей средой в таких насосах служит вода. На судах их также используют для отсоса паровоздушной смеси из конденсаторов.

*Характеристиками струйного насоса* называют графические зависимости  $H_n$  и  $\eta$  от суммарной подачи  $Q_2$  (рис 1.29). Их получают, как правило, при условии  $H_n + H_p = \text{const}$ , близком к рабочему режиму эксплуатации насоса, когда давления  $p_b$  и  $p_a$  примерно постоянны.

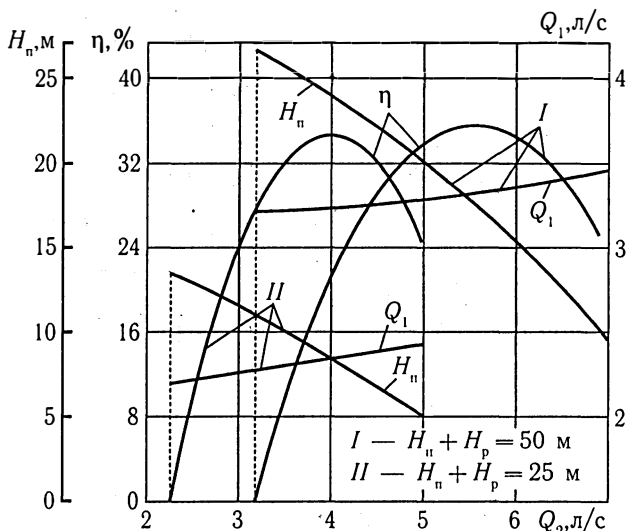


Рис. 1.29. Характеристики водоструйного эжектора

При изменении условия  $H_n + H_p = \text{const}$  каждый насос может иметь новую характеристику. На рис. 1.29 таких характеристик две: I — при  $H_n + H_p = 50$  м, II — при  $H_n + H_p = 25$  м.

## 1.12. Вентиляторы

**Классификация и устройство.** Различают вентиляторы систем общесудовой вентиляции и кондиционирования воздуха, для машинных отделений, котельных установок и судов на воздушной подушке. По значению полного давления вентиляторы бывают низкого, среднего и высокого давления. По принципу действия судовые вентиляторы делят на центробежные и осевые. В судовых системах наиболее распространены центробежные вентиляторы.

В корпусе 3 *центробежного вентилятора* (рис. 1.30, а) размещается рабочее колесо 4, приводимое во вращение электродвигателем 2. При вращении колеса воздух засасывается через приемный патрубок 5, проходит между лопастями рабочего колеса от оси к периферии и затем по спиральному отводящему каналу направляется в нагнетательный патрубок 1. Лопастни рабочего колеса выполняют штампованными, само рабочее колесо сварным.



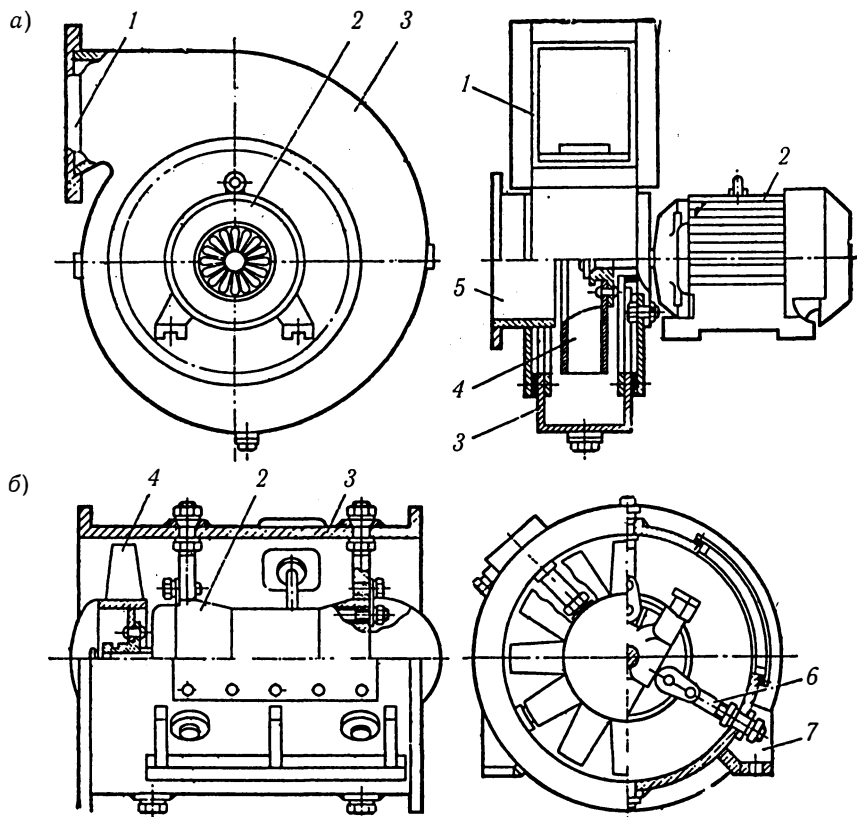


Рис. 1.30. Центробежный и осевой вентиляторы

Центробежные вентиляторы могут иметь лопасти, загнутые вперед, назад и радиальные. Число лопастей обычно составляет 20—60. Вентиляторы чаще выполняют с радиальными лопастями и с лопастями, загнутыми вперед. Последние создают в 2—3 раза более высокий напор, чем вентиляторы с лопастями, загнутыми назад, но имеют меньший КПД. Промежуточное положение занимают вентиляторы с радиальными лопастями, которые по КПД близки к вентиляторам с лопастями, загнутыми назад. Характерной конструктивной величиной центробежного вентилятора является отношение выходного и входного диаметров межлопастных каналов рабочего колеса  $D_2/D_1$ . В обычных конструкциях это отношение небольшое ( $1,2 \div 1,45$ ), радиальная длина лопасти составляет  $(0,084 \div 0,16)D_2$ .

Осевой вентилятор (рис. 1.30, б) состоит из цилиндрического корпуса 3 и рабочего колеса 4, приводимого во вращение электродвигателем 2, который закреплен в корпусе на установочных вилках 6. Удобство такой конструкции заключается в том, что вентилятор не изменяет направления движения нагнетаемого им воздуха и поэтому может быть установлен на любом прямолинейном участке воздухопровода, а при необходимости укреплен на фундаменте с помощью лап 7.

Осевые вентиляторы являются вентиляторами низкого давления, применяют их в системах с большим расходом. Некоторые конструкции осевых вентиляторов допускают реверсирование, т.е. при изменении направления вращения они изменяют направление потока. Лопастей таких вентиляторов выполняют с симметричным сечением.

**Расчет параметров.** В основе расчета вентиляторов предположение о несжимаемости воздуха — использовано уравнение Эйлера.

Основным уравнением центробежного вентилятора является уравнение напора, полученное для лопастных насосов. Для напора вентилятора, сохраняя принятые ранее обозначения, можно написать:  $H_{t\infty} = u_2 c_{2u} / g$ . Напор заменяется эквивалентным давлением

$$p_{t\infty} = \rho_b g H_{t\infty} = \rho_b u_2 c_{2u},$$

где  $\rho_b$  — плотность воздуха, т/м<sup>3</sup>.

Теоретическое давление центробежного вентилятора при конечном числе лопастей

$$p_t = k p_{t\infty} = k \rho_b u_2 c_{2u},$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий конечное число лопастей вентилятора.

При определении действительного давления необходимо учитывать гидравлический КПД  $\eta_r$  вентилятора:

$$p = p_t \eta_r = k \eta_r \rho_b u_2 c_{2u}.$$

Обозначим  $c_{2u} / u_2 = \psi$ , тогда

$$p = \psi \eta_r u_2^2 \eta_r,$$

где  $\psi$  — коэффициент закручивания потока на выходе (в ориентировочных расчетах для лопастей, загнутых вперед, принимают  $\psi = 1,1 \div 1,6$ , радиальных  $\psi = 0,85 \div 0,95$ , загнутых назад  $\psi = 0,5 \div 0,8$ ).

Гидравлический КПД при лопастях, загнутых назад, составляет 0,7—0,9, при радиальных 0,65—0,8, загнутых вперед 0,6—0,75.

Для вентиляторов существенны еще два параметра — динамическое и статическое давления.

$$p_{\text{дин}} = \frac{\rho_{\text{в}} v^2}{2}; \quad p_{\text{ст}} = p - p_{\text{дин}},$$

где  $v$  — средняя скорость потока, выходящего из вентилятора, м/с.

Еще одним показателем эффективности вентилятора является статический КПД, по которому осуществляется оценка энергетической эффективности,  $\eta_{\text{ст}} = Q p_{\text{ст}} / N_{\text{плв}}$ .

Очевидно, что  $\eta_{\text{ст}} < \eta$ . Соотношение между  $p_{\text{ст}}$  и  $p$  характеризуется, как и для лопастных гидромашин, степенью реактивности, поэтому для вентиляторов разных типов различно и соотношение между  $\eta_{\text{ст}}$  и  $\eta$ : примерно  $\eta_{\text{ст}} = (0,7 \div 0,8)\eta$ .

Предварительным расчетом системы, в которую включается вентилятор, при заданной подаче  $Q$  определяют необходимое давление  $p$  вентилятора. С целью исключения ошибок, допустимых при расчете потерь давления в системе, вводят гарантийные запасы в рабочих параметрах. Так, вдувные и вытяжные вентиляторы выбирают на подачу  $1,1Q$  и давление  $1,2p$ .

Подача и давление выпускаемых промышленностью вентиляторов рассчитаны по стандартным параметрам воздуха:  $p = 101,3$  кПа;  $t = 20^\circ\text{C}$ ;  $\phi = 50\%$ ;  $\rho_{\text{в}} = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>. В судовых условиях параметры воздуха отличаются от стандартных, что приводит к изменению подачи вентилятора. Поэтому для удовлетворения фактических потребностей системы, обслуживаемой вентилятором, необходимо правильно выбирать расчетную подачу. При пересчете с фактической подачи на стандартную используют формулу

$$Q = Q_{\phi} \frac{293 p_{\phi}}{(273 + t_{\phi}) p},$$

где  $Q_{\phi}$ ,  $p_{\phi}$ ,  $t_{\phi}$  — соответственно фактические подача, давление и температура воздуха в самых тяжелых условиях эксплуатации системы.

Необходимую мощность вентилятора рассчитывают, как для лопастных насосов. Мощность приводного двигателя принимают с запасом, учитывающим отклонение режима его работы от расчетного

из-за возможного уменьшения КПД и ухудшения изоляции двигателя в процессе эксплуатации,

$$N_{\text{дв}} = \frac{kQp}{\eta},$$

где  $k = 1,05 \div 1,2$  — коэффициент запаса мощности, который принимают тем большим, чем меньше мощность вентилятора.

Характеристики вентилятора (рис. 1.31) представляют собой графические зависимости давления, мощности на валу и КПД от объемной подачи. Их можно выразить в виде кривых безразмерных параметров, если вентиляторы подобны. Критерием подобия вентиляторов служит коэффициент быстроходности

$$n_s = \frac{5,5nQ^{1/2}}{p^{3/4}}.$$

Для центробежных вентиляторов  $n_s = 10 \div 80$ , для осевых  $n_s = 80 \div 500$ .

В качестве безразмерных параметров приняты:

- коэффициент подачи  $\bar{Q} = Q/(F_2 u_2)$ , где  $F_2 = \pi D_2^2/4$  — площадь диска колеса по концам лопастей;  $u_2 = \pi D_2 n/60$ ;
- коэффициент давления  $\bar{p} = p/(\rho_B u_2^2)$ ;
- коэффициент статического давления  $\bar{p}_{\text{ст}} = p_{\text{ст}}/(\rho_B u_2^2)$ ;
- коэффициент мощности  $\bar{N} = N/(F_2 u_2^3 \rho_B)$ ;
- КПД  $\eta$  и  $\eta_{\text{ст}}$  являются безразмерными.

Безразмерные характеристики удобны для расчета рабочих параметров геометрически подобного вентилятора из данной серии по диаметру его рабочего колеса  $D_2$  и частоте вращения. В связи с этим вместо индивидуальных характеристик каждого вентилятора необходимо иметь для всех только одну характеристику в безразмерных координатах  $\bar{Q}$ ,  $\bar{p}$ ,  $\bar{N}$  (см. рис. 1.31).

Кроме рассмотренных характеристик, также используют универсальную характеристику вентилятора для различных частот вращения (рис. 1.32) при одинаковом значении КПД. Верхняя кривая  $p$  соответствует наибольшей частоте вращения, прочности и уровню звуковой мощности, допустимым по условиям эксплуатации. Крайняя правая кривая определяет режим работы вентилятора без сети при  $p = p_{\text{дин}}$ .

Подачу вентилятора регулируют, как и для лопастных насосов, дросселированием на входе и выходе вентилятора или изменением частоты вращения вала.

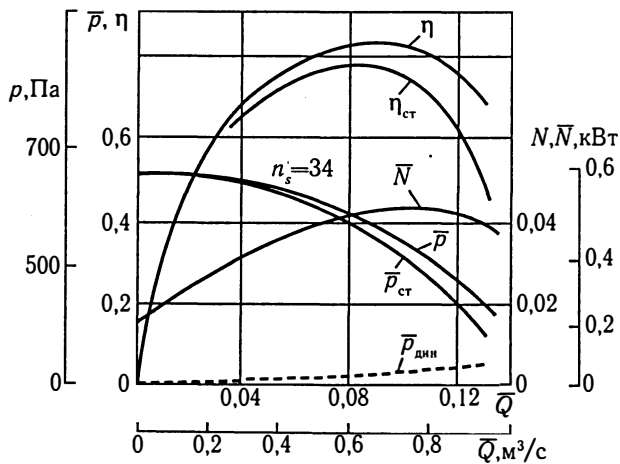


Рис. 1.31. Характеристики вентилятора

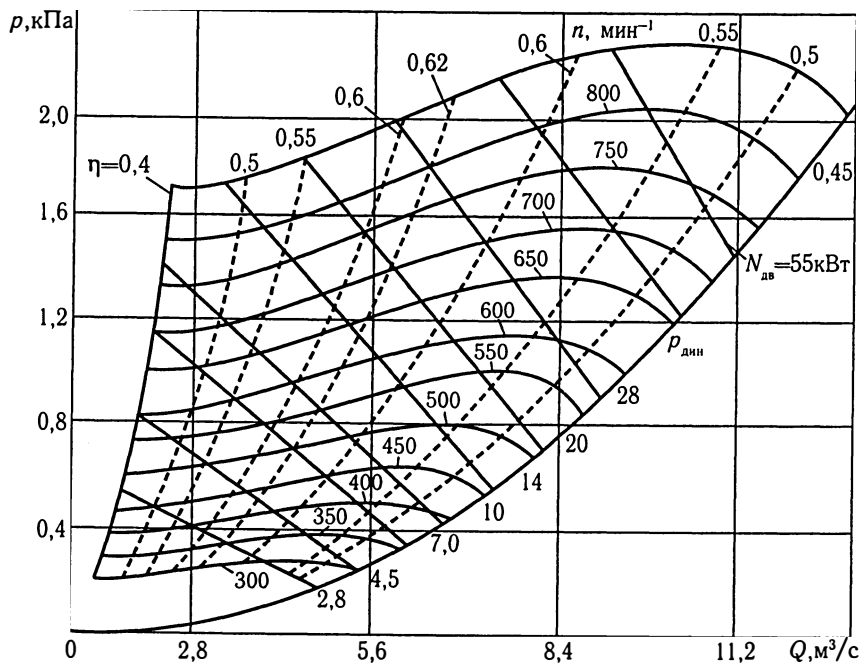


Рис. 1.32. Универсальная характеристика вентилятора

Первый способ регулирования применяют широко ввиду его конструктивной простоты. Этот способ — единственный в условиях, когда вентиляторы малых и средних размеров приводятся асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями.

Второй способ требует применения электродвигателей с переменной частотой вращения либо многоскоростных. В последнее время для регулирования подачи вентиляторов изменением частоты вращения применяют приводные двигатели с тиристорными преобразователями частоты.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Каким образом передается энергия жидкости в лопастном насосе? Какие существуют потери мощности в лопастном насосе?

2. На основании какой теоремы выводится уравнение напора центробежного насоса?

3. Что можно рассчитать с помощью основного уравнения центробежного насоса?

4. Что называется степенью реактивности рабочего колеса и что она определяет?

5. Что называется характеристикой центробежного насоса и как она зависит от типа лопастей?

6. Что называется действительной характеристикой центробежного насоса? Как и с какой целью строят универсальную характеристику лопастного насоса?

7. Расскажите о природе осевой и радиальной сил в центробежных насосах и способах их уменьшения.

8. Для чего регулируют режим работы лопастного насоса? Какие существуют способы регулирования?

9. Какие известны случаи совместной работы насосов? Как строят их характеристики?

10. Чем определяется подобие центробежных насосов; с какой целью рассчитывают коэффициент быстроходности?

11. Дайте определение подаче, напору и мощности лопастных насосов.

12. Какие насосы называют осевыми? Что общего и в чем их различие с центробежными насосами?

13. Что такое кавитация насоса, каковы последствия кавитации и способы ее устранения?

14. Назовите особенности эксплуатации лопастного насоса.
15. Какие насосы относятся к насосам трения?
16. Что общего и в чем различие в устройстве и принципе действия вихревого и центробежного насосов?
17. Каковы особенности характеристики вихревого насоса?
18. Назовите КПД вихревого насоса.
19. Какие существуют особенности в устройстве и принципе действия струйного насоса по сравнению с другими судовыми насосами?
20. Каким образом происходит передача энергии от рабочего потока к потоку перекачиваемой жидкости в струйном насосе?
21. Как определить КПД струйного насоса? Какие существуют потери энергии в струйных насосах?
22. Что называется характеристикой струйного насоса?
23. Для чего предназначены вентиляторы?
24. Как классифицируют вентиляторы?
25. Что общего в теории между вентиляторами и лопастными насосами?
26. Назовите основные технические показатели судовых вентиляторов.
27. Что называется характеристикой вентилятора? В чем разница между характеристикой центробежного и осевого вентиляторов?
28. Как регулируют подачу судовых вентиляторов?





При установленном направлении вращения ротора и правом положении кольца *б* в верхнюю внутреннюю полость *а* жидкость будет нагнетаться, а нижняя полость *б* станет всасывающей. Если направляющее кольцо сместить влево, плунжеры также получат возвратно-поступательное движение в цилиндрах, но верхняя полость насоса окажется в этом случае всасывающей, а нижняя — нагнетательной, т.е. в присоединенных к этим полостям трубопроводах направление движения жидкости изменится. Изменяя положение кольца, т.е. эксцентриситет, по отношению к ротору, можно увеличивать или уменьшать ход плунжеров в цилиндрах, что будет изменять подачу насоса.

Плунжеры опираются на направляющее кольцо посредством ползунов. Применяют также насосы, в которых плунжеры опираются на кольцо при помощи роликов. Отечественные радиально-поршневые насосы выполняют 7-, 9-цилиндровыми и сдвоенными, т.е. с 14 и 18 цилиндрами. Уплотнение плунжеров в цилиндрах достигается путем обеспечения минимального диаметрального зазора 0,03—0,04 мм. Диаметральный зазор между цапфой и ротором составляет обычно 0,04—0,06 мм.

Кинематическая схема одного поршня радиально-поршневого насоса представляет инверсию кривошипно-шатунного механизма возвратно-поступательного насоса (рис. 2.1, б). Предположим, что кривошип  $OO_1 = e$  закреплен, тогда шатун  $O_1C$ , вращаясь вокруг центра  $O_1$ , скользит концом  $C$  по оси цилиндра  $OC$ , вращающегося вокруг центра  $O$ . Ход поршня за половину оборота ротора  $s = 2(OO_1) = 2e$ .

Текущее значение перемещения поршней подчиняется зависимости  $x = R\cos\beta - e\cos\alpha - r$ . Так как  $R = r + e$ , то  $x = e(1 - \cos\alpha) - R(1 - \cos\beta)$ . Обычно  $R \gg e$ ; при этом  $\cos\beta \approx 1$ . Тогда перемещение поршня  $x = e(1 - \cos\alpha)$ , т.е. все кинематические соотношения в радиально-поршневом насосе такие же, как и в возвратно-поступательном с кривошипным механизмом.

Рабочий объем и теоретическая подача насоса

$$V_o = V_k z = 2ef_n z;$$

$$Q_T = 2ef_n zn = \frac{\pi d_n^2 ezn}{2},$$

где  $V_k$  — объем камеры, м<sup>3</sup>;  $z$  — число камер (цилиндров), т.е. кратность действия насоса;  $2e$  — ход плунжера, м;  $f_n$  — площадь плунжера, м<sup>2</sup>;  $n$  — частота вращения, об/мин;  $d_n$  — диаметр плунжера, м.

Нагрузка элементов механизма в радиально-поршневом насосе обусловлена силой действия жидкости  $F_p$ , действующей на плунжер:  $F_p = f_n p$ .

Сила  $F_p$ , действуя со стороны жидкости, прижимает плунжер к направляющему кольцу с радиусом  $R_{нк}$ , реакция  $F$  кольца направлена перпендикулярно к его поверхности (к центру  $O_1$ ). Ее составляющая по оси цилиндра уравнивает силу  $F_p$ , а боковая составляющая  $F_\tau$  уравнивается реакцией стенки цилиндра и образует момент  $M_{тц}$  относительно оси  $O$ . Сумма моментов всех цилиндров блока  $M_{тц}$  в насосе преодолевается моментом двигателя.

Текущее значение момента

$$M_{тц} = F_\tau(r + x) = pf_n \operatorname{tg} \beta (r + x).$$

Так как  $x = e(1 - \cos \alpha)$  и  $e \ll R$ , то  $\operatorname{tg} \beta \approx \sin \beta$ .

Из треугольников  $CAO_1$  и  $O_1AO$  видно, что  $\sin \beta = O_1A/R$ ,  $\sin \beta = O_1A/e$ . Из этого следует, что  $\sin \beta = (e/R) \sin \alpha$ . После подстановки в уравнение момента  $M_{тц}$  значения  $\sin \beta$  получается, что

$$M_{тц} = pf_n \left( \frac{e}{R} \right) \sin \alpha (r + x).$$

Замена  $x$  приводит к записи

$$M_{тц} = pf_n \left( \frac{e}{R} \right) \sin \alpha [r + e(1 - \cos \alpha)].$$

Поделив правую часть уравнения в квадратных скобках на  $R$ , получим выражение

$$\frac{r + e(1 - \cos \alpha)}{R} = \frac{r + e - e \cos \alpha}{R}.$$

Так как  $R = r + e$ , получим  $(R - e \cos \alpha)/R = 1 - (e/R) \cos \alpha$ . Окончательно

$$M_{тц} \approx pef_n \sin \alpha \left( 1 - \frac{e}{R} \cos \alpha \right) \approx pef_n \sin \alpha,$$

так как  $e/R$  близко к нулю.

Момент, приложенный к блоку цилиндров от действия всех плунжеров, является суммой значений  $M_{\text{тц}}$ :

$$M_{\text{т}} = \sum M_{\text{тц}} = p_2 f_{\text{п}} e \sum_{\alpha=0}^{\alpha=\pi} \sin \alpha - p_1 f_{\text{п}} e \sum_{\alpha=\pi}^{\alpha=2\pi} \sin \alpha.$$

Средние значения сумм синусов углов в пределах  $0 < \alpha < \pi$ , отличающиеся на целое число угловых шагов  $2\pi/z$  между двумя соседними цилиндрами, равно  $z/\pi$ . Поэтому

$$M_{\text{т}} = \frac{(p_2 - p_1) 2e f_{\text{п}} z}{2\pi} = \frac{p_{\text{н}} V_0}{2\pi}.$$

Силы  $F_{\text{р}}$  жидкости в цилиндрах суммируют, и они образуют вектор  $F_{\text{R}}$  главной силы, действующей в радиальной плоскости. Из-за изменения числа цилиндров, соединенных с областями  $p_2$  высокого и  $p_1$  низкого давления, сила  $F_{\text{R}}$ , не изменяя значения, изменяет направление действия. Эти изменения происходят с большой скоростью и являются источником вибраций, шума, а иногда и эрозии металла.

**Аксиально-поршневые насосы.** Роторно-поршневой насос аксиально-поршневого типа (рис. 2.2, а) состоит из блока 2 цилиндров с поршнями 3, связанными шатунами 4 с наклонным диском 5.

Ход поршней зависит от угла наклона диска к оси блока цилиндров. Жидкость распределяется через серпообразные окна а и б в опорно-распределительном диске 1 и отверстия в в блоке цилиндров. В мертвых точках поршней отверстия каждого цилиндра перекрываются нижней и верхней разделительными перемычками, находящимися между окнами а и б. На рисунке опорно-распределительный диск смещен для возможности показа окон. Приводной вал 7 и диск 5 соединены с блоком цилиндров универсальным шарниром (карданом) 6. Применяют также насосы с бескарданной связью блока цилиндров с наклонным диском, что позволяет уменьшить диаметр блока и улучшить вибрационные характеристики.

Подачу насоса регулируют изменением угла  $\beta$  наклона диска. Блок цилиндров находится под воздействием давления жидкости на донышки цилиндров, соединенных с нагнетательным окном, и прижимается к распределительному диску. При нарушении этого условия колебания давления жидкости в стыковом зазоре между блоком 2 и распределительным диском 1 могут вызвать вибрацию

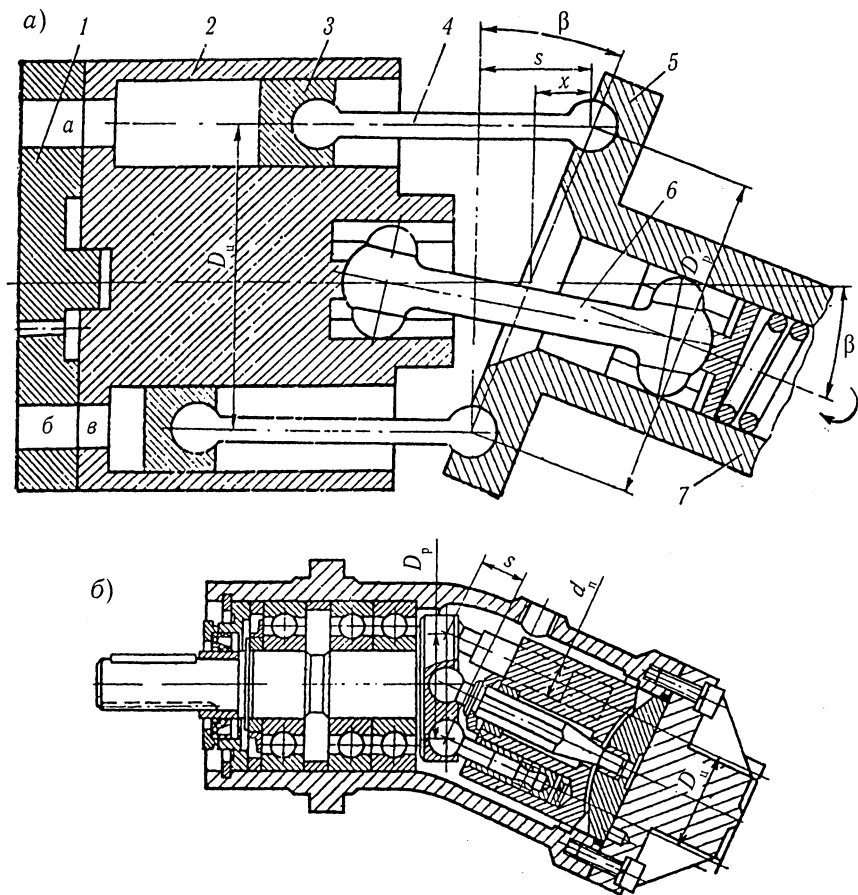


Рис. 2.2. Аксиально-поршневые насосы ( $d_n$  — диаметр поршня)

ротора, нарушить герметичность, что приводит к уменьшению подачи и повышенному износу деталей в связи с попаданием в торцовый зазор абразивных частиц.

По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции, аксиально-поршневые насосы могут быть с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

В насосе с наклонным блоком цилиндров (рис. 2.2, б) ось вращения блока наклонена к оси вращения вала. В ведущий диск вала заделаны сферические головки шатунов, закрепленных при помощи сферических шарниров в поршнях. При вращении вала и блока вокруг

своих осей поршни совершают относительно цилиндров возвратно-поступательное движение. Синхронизация вращения вала и блока осуществляется шатунами.

В насосе с наклонным диском блок цилиндров с поршнями вращается вместе с валом. Поршни опираются на наклонный диск и благодаря этому совершают возвратно-поступательное движение.

При рассмотрении кинематических схем машин обоих типов можно заключить, что их механизмы представляют пространственную инверсию кривошипно-шатунного механизма возвратно-поступательного насоса.

Перемещение поршня аксиально-поршневого насоса

$$x = \frac{1}{2}(D_p \sin \beta)(1 - \cos \alpha),$$

где  $D_p$  — диаметр окружности головок шатуна в диске, мм;  $\beta$  — угол наклона диска, град;  $\alpha$  — угол поворота блока, град.

Это выражение действительно, когда перекокс шатунов из-за различия диаметров цилиндра  $D_u$  и  $D_p$  мал, что имеет место в выполненных конструкциях. Из полученного выражения для перемещения поршня следует, что аксиально-поршневые насосы по кинематическим свойствам одинаковы с радиально-поршневыми. Полагая, что для насоса с наклонным блоком  $s = D_u \operatorname{tg} \beta$  получаем рабочий объем насоса

$$V_0 = z f_n D_u \operatorname{tg} \beta.$$

**Расчет параметров.** Ввиду идентичности кинематических соотношений в роторно-поршневых насосах можно составить выражение момента силы от действия одного поршня относительно оси вращения для аксиально-поршневого насоса

$$M_{\text{тн}} = p f_n \frac{D_p}{2} \sin \beta \sin \alpha.$$

Суммирование моментов  $M_{\text{тн}}$  приводит к выражению для среднего значения момента  $M_{\text{т}} = p_n V / (2\pi)$ .

В рассматриваемых роторных насосах многократного действия для каждого отдельного насоса перемещение поршня (плунжера)

$$x = r(1 - \cos \alpha),$$

где  $r$  — радиус кривошипа или другой параметр, заменяющий его, мм, а скорость поршня

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \alpha.$$

Текущие значения подачи насоса

$$q = f_n v = f_n r \omega \sin \alpha.$$

Это означает, что во время нагнетания подача отдельного насоса изменяется по синусоиде. После хода нагнетания поршень насоса совершает ход всасывания, поэтому данный период работы насоса характеризуется отсутствием подачи. Следовательно, отдельный поршень роторного насоса подает жидкость в нагнетательный трубопровод порциями — неравномерно. Поскольку подача должна быть одинаковой, насосы оценивают по степени неравномерности подачи  $\delta = (Q_{\max} - Q_{\min})/Q$ . Для рассматриваемого насоса  $Q_{\max} = f_n r \omega = f_n r 2\pi n$ ;  $Q_{\min} = 0$ ;  $Q = f_n 2rn$ , поэтому

$$\delta = \frac{f_n r 2\pi n}{f_n 2rn} = \pi.$$

Для уменьшения неравномерности подачи увеличивают насколько можно кратность действия роторного насоса. Степень неравномерности подачи насоса при нечетной и четной кратности действия  $z$  соответственно  $\delta = 1,25/z^2$ ;  $\delta = 5/z^2$ .

В роторных насосах из-за отсутствия клапанных механизмов гидравлический КПД может считаться равным единице. Объемные и механические потери оцениваются объемным и механическим КПД. Общий КПД радиально-поршневого насоса равен 0,89—0,91, аксиально-поршневого с наклонным блоком 0,92—0,93, аксиально-поршневого с наклонным диском 0,89—0,91.

## 2.2. Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы применяют на судах в гидравлических приводах палубных механизмов.

По числу циклов работы за один оборот вала пластинчатые насосы могут быть одно-, дву- и многократного действия.

Преимуществом насосов многократного действия является уравниваемость радиальных давлений жидкости на ротор, благодаря чему насосы пригодны для работы при более высоком, чем насосы однократного действия, давлении жидкости.

Полная уравниваемость ротора достигается в пластинчатых насосах двукратного действия (рис. 2.3). Ротор 1 с пластинами 2 находятся в статоре 3 специального профиля. Число пластин  $z$  четное (не менее 8). За один оборот две любые соседние пластины совершают два рабочих цикла, перемещая жидкость из окна в окно через перемычку. Окна одинакового назначения в насосе соединены с подводящей и отводящей полостями, где давления соответственно равны  $p_1$  и  $p_2$ .

Рабочий объем насоса

$$V_0 = 2zb(R_{c2} - R_{c1}) \left[ \left( \frac{R_{c2} + R_{c1}}{2} \right) \frac{2\pi}{z} - \Delta \right],$$

где  $z$  — число пластин;  $b$  — ширина статора, мм;

$R_{c2}$ ,  $R_{c1}$  — соответственно наибольший и наименьший радиусы статора, мм;

$\Delta$  — толщина пластины, мм.

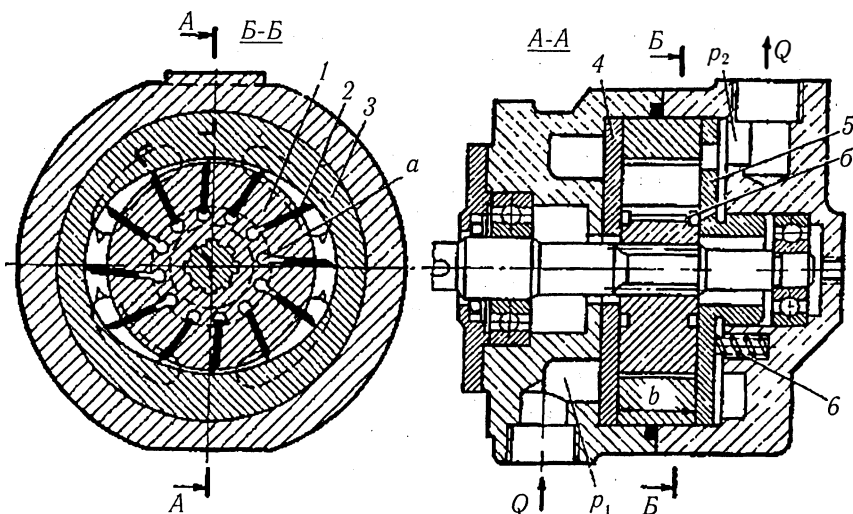


Рис. 2.3. Пластинчатый насос

В пластинчатом насосе двукратного действия статору придается такая форма, чтобы объем жидкости, запертый между двумя пластинами, во время перемещения по перемычкам не изменялся по значению. Этим устраняются пульсация давления и шум, вызываемые изменением запертого объема. Данное положительное свойство невозможно в насосах однократного действия, где запертый объем из-за эксцентricности ротора и статора всегда изменяется.

Для обеспечения герметичности в насосе под внутренние торцы пластин в камеры *a* через отверстия *b* подается жидкость под давлением  $p_2$ . С такой же целью предусмотрен гидравлический поджим боковых дисков 4 и 5. С этой целью диск 5 со стороны полости, находящейся под давлением  $p_2$ , выполнен подвижным в осевом направлении. Начальный поджим дисков осуществляется пружинами 6. Неизменное направление вращения в насосе позволяет устанавливать пластины под некоторым углом к радиусам вперед по ходу вращения. Этим снижается защемляющий момент от сил трения о статор.

В пластинчатом насосе жидкость во вращающейся камере находится под действием центробежной силы. Это создает противодействие  $p\omega = \rho(\omega R_2^2 - \omega R_{c1})/2$ , которое учитывают при расчете давления  $p_1$ . Минимальное давление всасывания, при котором из-за интенсивного выделения из жидкости растворенного воздуха подача начинает снижаться,  $p_1 = 0,04 \div 0,05$  МПа, поэтому для исключения кавитации допустимое минимальное давление перед входом в насос рекомендуется  $p_{1\min} = 0,07 \div 0,08$  МПа, а максимальное значение  $\omega R_{c2} \approx 6 \div 7$  м/с.

Пластинчатые насосы двукратного действия выпускают на номинальное давление до 16 МПа. Механический КПД насоса в зависимости от размеров насоса лежит в пределах 0,7—0,95, а общий КПД 0,4—0,87.

### 2.3. Шестеренные насосы

В шестеренном насосе жидкость перекачивается посредством вращающихся шестерен, находящихся в зацеплении. Шестеренные насосы выполняют с внутренним или внешним зацеплением, с прямыми, косозубыми и шевронными шестернями. У косозубых и шевронных шестерен зацепление происходит не сразу по всей ширине, как у прямозубых, а постепенно. Такие насосы менее чувствительны



к погрешностям изготовления и монтажа, меньше изнашиваются и работают плавно и бесшумно, обладают высокой равномерностью подачи. Чаще шестеренные насосы выполняют одноступенчатыми, иногда применяют многоступенчатые и многопоточные насосы.

На судах распространены шестеренные насосы с внешним зацеплением (рис. 2.4). Насос представляет собой пару одинаковых шестерен 1, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру, стенки которой охватывают их с малыми зазорами.

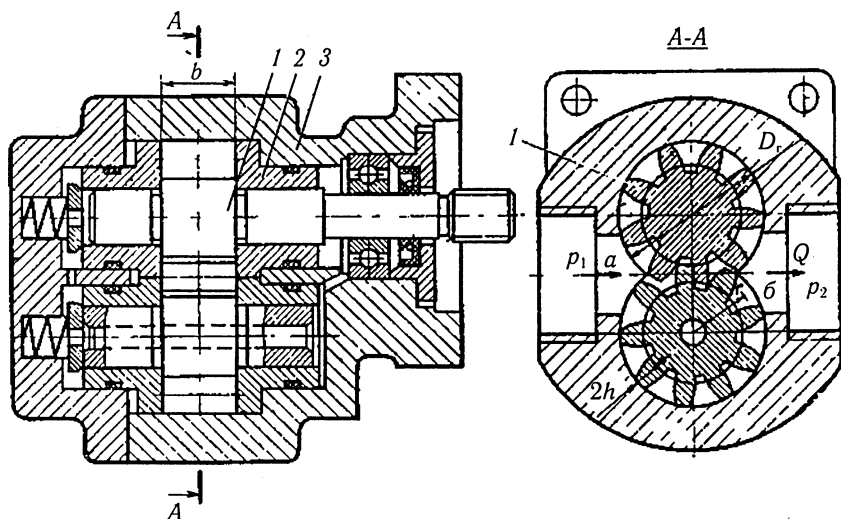


Рис. 2.4. Шестеренный насос

Камеру образуют корпус 3 и боковые диски 2. По обе стороны от области зацепления шестерен в корпусе имеются полости  $a$ ,  $b$ , соединенные с трубопроводами высокого  $p_2$  и низкого  $p_1$  давления. Перекачиваемая из полости  $a$  жидкость заполняет впадины между зубьями и перемещается в полость  $b$ , где вытесняется в трубопровод под давлением  $p_2$ .

Подача определяется геометрическими размерами насоса и частотой вращения вала. Для приблизительной оценки подачи, принимая объем зубьев равным объему впадины, величину  $V_0$  рассматривают как объем кольца со средним радиусом  $r$ , толщиной  $b$  и шириной  $2h$ . С учетом этого

$$Q_{\tau} = V_0 n = 2\pi r 2h b n.$$

Шестеренные насосы с прямозубыми шестернями характеризуются существенной неравномерностью подачи. Их степень неравномерности приближенно  $\delta = 2/(z + 1)$ .

Шестерни насоса находятся под действием разности давлений в полостях нагнетания и всасывания. Кроме того, на них действует реакция от вращающего момента на ведущей шестерне. Результирующая этих сил определяет радиальную нагрузку подшипников насоса. Наиболее нагруженными оказываются подшипники ведомой шестерни. Нагрузка подшипников одной шестерни  $P = 0,8(p_2 - p_1)D_r b$ .

В шестеренных насосах с коэффициентом перекрытия зацепления, большим единицы, и в насосах, не имеющих зазоров при зацеплении, происходит запираение жидкости во впадинах. При таком зацеплении часть жидкости оказывается запертой во впадине шестерни входящим в нее зубом. Уменьшение запертого объема, сопровождающееся сжатием жидкости, приводит к появлению дополнительной радиальной пульсирующей нагрузки на шестерни, валы и подшипники. При последующем увеличении этого объема возникает разрежение, которое также отрицательно сказывается на работе насоса, так как при этом происходят парообразование и выделение из жидкости растворенных газов, что вызывает местную кавитацию. Для устранения сжатия жидкости во впадинах соединяют объем с полостью нагнетания, а в период расширения — с полостью всасывания. Это достигается с помощью специальных канавок в торцовых стенках корпуса или радиальных каналов во впадинах шестерен.

Во впадинах шестерен, как и в камерах пластинчатого насоса, на перекачиваемую жидкость действуют центробежные силы, создавая при всасывании противодавление. Это противодавление учитывают в гидравлическом расчете всасывающего трубопровода с целью обеспечения для устойчивой работы насоса необходимого кавитационного запаса.

Объемные потери в шестеренных насосах подразделяют на потери от утечек и потери на всасывании. *Утечки* происходят через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и корпуса, радиальные зазоры между цилиндрическими поверхностями расточек корпуса и наружными поверхностями головок зубьев шестерен, а также через неплотности контакта между зубьями. Наиболее значительные утечки наблюдаются через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и корпуса. Они составляют 75—80% всех утечек в насосе. *Потери на всасывании* происходят при заполнении жидкостью впадин шестерен в полости всасывания. На значение этих потерь

оказывают влияние вязкость и наличие в перекачиваемой жидкости газов. С понижением давления в полости всасывания объем газа, выделяющегося из жидкости, увеличивается, снижая заполнение впадин жидкостью. Аналогичное влияние на потери при всасывании оказывает увеличение вязкости жидкости.

Объемный КПД шестеренного насоса равен 0,7—0,85. По мере изнашивания деталей это значение уменьшается. Потери энергии на трение также велики; они обусловлены трением торцов шестерен о боковые диски, трением в подшипниках и уплотнении. Развитые поверхности трения вызывают значительные механические потери, поэтому механический КПД не превышает 0,6—0,7.

#### 2.4. Винтовые насосы

Наиболее распространен трехвинтовой насос с двухзаходными винтами и циклоидным герметичным зацеплением (рис. 2.5). Ведущий 1 и ведомые 2 винты вращаются, как в подшипнике, в обойме 3. Находясь в зацеплении, винты образуют изолированные камеры. Теоретически камеры полностью отделены одна от другой, однако в местах сопряжения боковых поверхностей зубьев камеры разделяются не протяженными щелями, а линиями касания, поэтому для создания насосов с малыми утечками точность изготовления винтов должна быть высокой. При вращении винтов жидкость в камерах перемещается поступательно.

Теоретическая подача винтового насоса определяется свободной площадью  $F_B$  между обоймой и телом винтов и шагом винтов  $t$ :

$$Q_T = V_0 n = F_B t n.$$

В насосах высокого давления удлиняют винты. В обойме такого насоса располагают последовательно 10—15 камер. Благодаря незначительным перепадам давления между двумя соседними камерами утечки становятся незначительными. Такой насос работает при давлении до 25 МПа. Для работы при  $p_2 = 1,5 \div 2$  МПа достаточна длина обоймы  $(1,2 \div 1,5)t$ . Объемный КПД у насоса высокого давления достигает 0,7—0,8, а у насоса низкого давления 0,9—0,95.

К преимуществам винтовых насосов относится то, что зацепление ведущего и ведомого винтов не является силовым. Давление

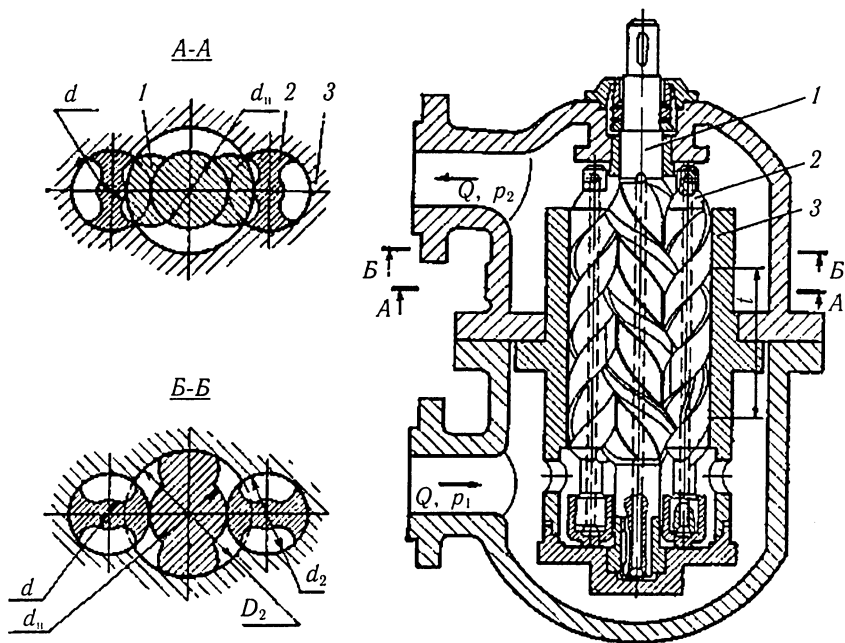


Рис. 2.5. Винтовой насос

жидкости со стороны области  $p_2$  на боковые поверхности зубьев ведомых винтов стремится вращать их в том же направлении, что и ведущий винт. Это сохраняет контактные кромки и, следовательно, увеличивает срок службы насоса. Осевые силы, стремящиеся сместить винты в область давления  $p_1$ , уравниваются гидростатически, подводя через внутренние сверления под торцы винтов жидкость под высоким давлением. Радиальные силы, отталкивающие ведомые винты от ведущего, воспринимаются обоймой. Следовательно, механические потери в винтовом насосе сводятся к трению винтов об обойму и в подшипниках. Затраты мощности на трение существенны. По механическому КПД (0,9—0,8) винтовые насосы уступают, например, поршневым. Другими преимуществами винтовых насосов являются малая неравномерность подачи, отсутствие пульсаций давления и, следовательно, бесшумность работы.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания винтового насоса зависит от рода перекачиваемой жидкости. При работе на масле она находится в пределах 5—5,6 м. Область минимального давления расположена примерно на расстоянии 0,3 шага от входа в нарезку.

На судах также распространены винтовые насосы с другими, менее совершенными, но более простыми в изготовлении профилями винтов. К ним относятся негерметичные насосы с прямоугольным или трапециевидным профилем нарезки.

## 2.5. Мощность и КПД роторных насосов

Мощность, потребляемая роторным насосом, определяется по формуле полезной мощности двигателя с учетом КПД ( $\eta = \eta_0 \eta_m$ ).

Гидравлический КПД  $\eta_r$  принимают равным единице, так как гидравлические потери в насосах, развивающих высокие давления, обычно малы по сравнению с двумя другими видами потерь — внутренними объемными и механическими.

*Внутренние объемные потери* определяются типом насоса, шириной зазоров, вязкостью жидкости и давлением, которое создает насос. Ширина зазоров оказывает существенное влияние на объем утечек; износ элементов насоса, связанный с увеличением зазора, понижает объемный КПД и ухудшает энергетическую эффективность насоса. Вязкость жидкости непосредственно влияет на гидравлическое сопротивление потоков в зазорах: чем больше вязкость, тем меньше утечки через зазоры и выше  $\eta_0$ . Следовательно, на  $\eta_0$  влияет температура жидкости.

*Механические потери энергии* зависят от сил трения между движущимися поверхностями деталей насоса. Основным фактором, влияющим на механический КПД  $\eta_m$  — давление, создаваемое насосом: если давление увеличивается, не превосходя некоторый предел, то увеличивается  $\eta_m$ . Объясняется это тем, что силы трения возрастают медленнее, чем увеличивается полезная мощность насоса. При повышении давления сверх некоторого предельного значения происходит выжимание смазки с поверхностей трения, что приводит к возникновению сухого трения, значительному износу и уменьшению механического КПД. На  $\eta_m$  влияет вязкость и, следовательно, температура жидкости: чем выше вязкость, тем интенсивнее трение в слое жидкости, разделяющем движущиеся поверхности, и меньше  $\eta_m$ .

При уменьшении вязкости  $\eta_m$  увеличивается, но при этом возможно выдавливание жидкости и возникновение сухого трения, вызывающего износ с уменьшением  $\eta_m$ . Поэтому для роторных насосов разных типов существует максимальная температура рабочей жидкости, превышение которой в эксплуатации недопустимо.

## 2.6. Характеристики насосов и регулирование подачи

Характеристикой объемного насоса является зависимость между его подачей и напором (или давлением). Из формулы подачи объемных насосов видно, что у насоса с определенными геометрическими размерами подача не зависит от давления. Значит, при заданной частоте вращения подача постоянна и одинакова при всех напорах. Поэтому в системе координат  $Q—H$  характеристика  $H$  изобразится (при  $n = \text{const}$ ) прямой линией, почти параллельной оси  $H$  (рис. 2.6), из-за уменьшения  $\eta_0$  при увеличении напора. Характеристику насоса дополняют кривыми изменения КПД  $\eta$  и мощности  $N_{\text{пдв}}$ .

Характеристики объемного роторного насоса в необходимых случаях представляют в виде универсальной характеристики (рис. 2.7). Подачу насоса (при  $n = \text{const}$ ) регулируют несколькими способами.

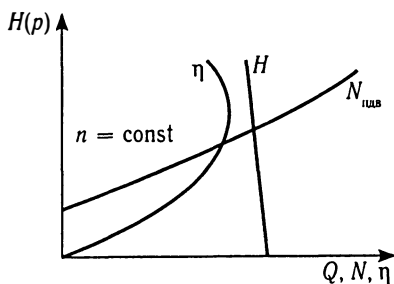


Рис. 2.6. Характеристика объемного насоса

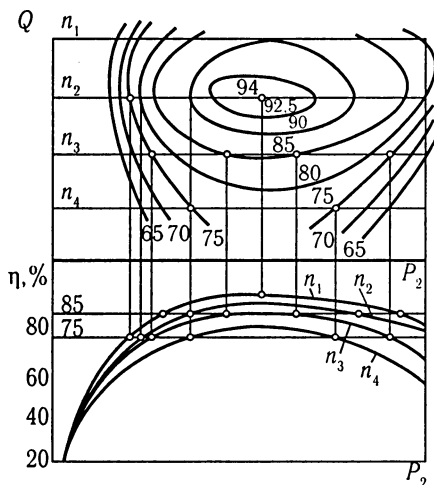


Рис. 2.7. Универсальная характеристика роторного насоса

Основным способом является *регулирование перепуском* определенной ее части во всасывающий трубопровод. На рис. 2.8 изображены характеристика объемного насоса  $H$ , характеристика трубопровода  $H_{\text{тр}}$ , обслуживаемого насосом, и характеристика перепускного трубопровода  $H_{\text{птр}}$ , предназначенного для регулирования перепуском. Поскольку основной и перепускной трубопроводы включены параллельно, их общая характеристика изображается кривой  $H_{\text{тр+птр}}$ . Режим работы насоса на систему определяется точкой  $A$  пересечения графиков  $H$  и  $H_{\text{тр+птр}}$ .

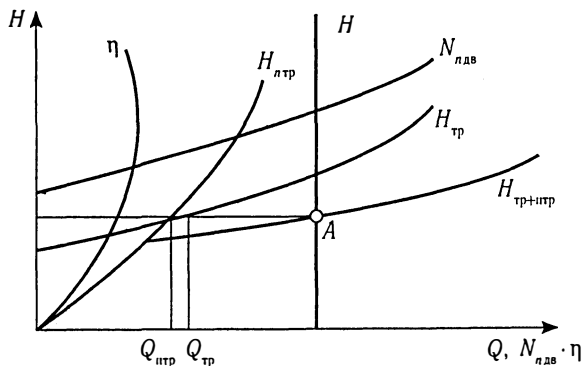


Рис. 2.8. Характеристика регулирования объемного насоса при изменении подачи перепуском

Подача насоса в этом режиме распределяется по трубопроводам. Через основной трубопровод с характеристикой  $H_{\text{тр}}$  расход меньше подачи на величину  $Q_{\text{птр}}$  и равен  $Q_{\text{тр}}$ . Величина  $Q_{\text{тр}}$  зависит от крутизны характеристики перепускного трубопровода, которая изменяется в зависимости от сопротивления клапана. Этот способ регулирования, связан с существенными потерями энергии, так как полезно используется только часть подачи насоса. Потерю энергии при этом способе регулирования учитывают с помощью коэффициента использования подачи  $k_{\text{и}} = Q_{\text{тр}} / (Q_{\text{тр}} + Q_{\text{птр}})$ . При наличии характеристики  $\eta$  устанавливается экономичность работы системы, а с помощью характеристики  $N_{\text{лв}}$  — изменение режима загрузки двигателя насоса.

Уменьшение подачи объемного насоса возможно также при использовании *переливного клапана* (рис. 2.9, а). На участке  $AB$  (рис. 2.9, б) клапан закрыт, точка  $B$  — начало открытия клапана; на участке  $BC$  характеристики, который приближенно можно считать

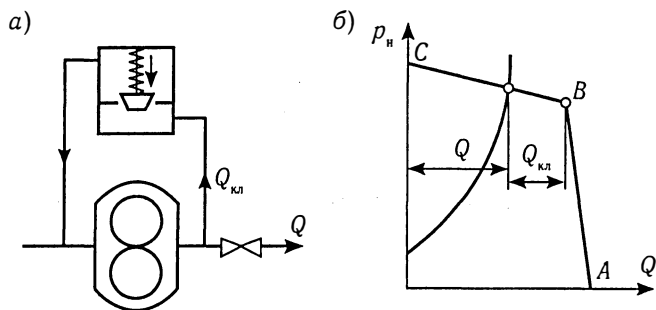


Рис. 2.9. Гидросхема (а) и характеристика (б) шестеренного насоса с переливным клапаном

прямой, часть подачи переливается через клапан, а в точке  $C$  вся подача насоса возвращается во всасывающий трубопровод.

При использовании объемных насосов подачу увеличивают включением в систему двух или нескольких насосов. На рис. 2.10 изображены характеристики 1 и 2 двух объемных насосов. Характеристика 3 установки, состоящей из этих насосов, получена сложением подач насосов при одинаковых напорах. Рабочие точки отдельных насосов и установки лежат на пересечении соответствующих характеристик с характеристикой 4 трубопровода. Сравнение подач отдельных насосов с их подачами в режиме установки показывает, что совместная работа объемных насосов весьма эффективна, поскольку при увеличении напора их подачи уменьшаются незначительно.

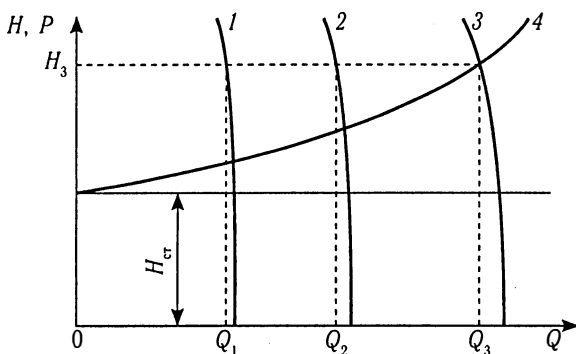


Рис. 2.10. Характеристика установки, состоящей из двух объемных насосов



Регулирование подачи изменением рабочего объема насоса при постоянной частоте вращения вала является наиболее экономичным способом регулирования, но он требует сложных и, следовательно, дорогостоящих насосов, описание которых было приведено ранее.

## **2.7. Техническое обслуживание судовых насосов**

### **2.7.1. Общие требования**

Надежность работы насосов судовых гидросистем зависит от многих факторов (сорта масла, степени его фильтрации, вязкости и др.).

Насос следует эксплуатировать на том сорте масла, который оговорен в его технической документации. Однако на практике зачастую не удается удовлетворить этому требованию, например из-за совместной работы насоса с другими гидроагрегатами, дефицитности данного сорта масла и т.д. В этом случае необходимо стремиться к тому, чтобы новый сорт масла по своим свойствам наиболее близко подходил к паспортному маслу.

Для насосов поршневого типа следует очень осторожно подходить к замене паспортного сорта масла, так как при более вязком масле насос может потерять работоспособность в результате перегрева и задиров рабочих поверхностей.

Особенно большое влияние на надежность насосов имеет степень очистки (фильтрации) рабочего масла. Наибольшее число отказов насосов происходило по причине повышенной загрязненности масла.

Твердые загрязняющие примеси отделяют от масла механическим или силовым способом. В первом случае фильтрация осуществляется через различные щелевые и пористые фильтрующие элементы (материалы), а во втором — воздействием силовых полей (магнитного, электрического и др.).

В судовых гидросистемах применяют преимущественно первый способ очистки.

Процесс фильтрации масла (жидкостей) сопровождается засорением фильтрующего элемента, которое вызывает при постоянном расходе жидкости повышение перепада давлений или при постоянном перепаде — снижение расхода жидкости через фильтр.

Косвенным показателем загрязненности фильтроэлемента в распространенных схемах гидросистем с постоянным расходом является возрастание перепада давлений.

Загрязненность фильтрующего элемента контролируют различными приборами (индикаторами), принцип действия которых обычно основан на изменении перепада давлений при засорении этого элемента.

Фильтры из металлических фильтроэлементов в судовых условиях обычно восстанавливают при помощи химических растворителей (бензина, ацетона, четыреххлористого углерода и др.) и прокаливанием. Фильтры из волокнистых материалов регенерации не поддаются.

При эксплуатации насосов большое внимание уделяют обеспечению нормальной смазки подшипников и других узлов трения. При правильной организации смазки эти элементы работают надежно.

Остановимся кратко на основных требованиях, касающихся смазки насосов.

У насосов с циркуляционной системой смазки необходимо поддерживать требуемое по инструкции давление масла и наблюдать за тем, чтобы масло от центрального маслораспределителя поступало к смазываемым деталям в достаточном количестве. Расход масла через отдельные трубки (каналы) регулируют при помощи дросселей.

Уровень масла в масляном баке следует проверять не реже двух раз за вахту и при необходимости — пополнять убыль масла; следить за своевременным пополнением масла в центральной масленке и не допускать израсходования из нее всего масла.

При обнаружении течи масла в системе необходимо немедленно устранить неплотности. При падении давления масла в нагнетательном маслопроводе по причине засорения фильтра необходимо очистить фильтр.

Следует строго соблюдать периодичность замены масла в соответствии с заводской инструкцией.

Узлы трения насосов гидроприводов обычно смазывают рабочим маслом, циркулирующим в системе гидропровода.

Согласно правилам, все масла, принимаемые на судно, должны поступать через фильтр.

Сорта и марки масел для каждого типа насоса указаны в инструкциях по обслуживанию заводов-изготовителей, причем применение их обязательно только в течение гарантийного времени эксплуатации, после чего допускается, по указанию судовладельца, изменение сортов и марок смазочных масел. Во многих насосах подшипники и другие узлы трения смазывают консистентной смазкой с ручной или автоматической подачей от масленок.

Ко всем узлам, смазываемым вручную, необходимо периодически подавать смазку. По мере уменьшения смазки в колпачковых масленках их следует пополнять.

Нельзя допускать чрезмерного нагрева трущихся частей насоса.

Для смазки шариковых и роликовых подшипников обычно применяют универсальную тугоплавкую, водостойкую смазку по ГОСТ.

Подшипники качения следует заполнять консистентной смазкой с помощью лопатки из нержавеющей стали или из цветного металла. Смазки, предназначенные для заправки подшипников качения, необходимо хранить в условиях, исключающих их засорение и обводнение. Для подшипника скольжения применяют смазку по ГОСТ.

Старую отработавшую смазку удаляют из подшипника качения промывкой его в горячем минеральном масле (веретенном). Если старая смазка сильно уплотнилась, окислилась и не удаляется растворителями и горячим маслом, рекомендуется промывать подшипники в кипящих водных растворах моющих веществ (мыла, соды). Очищенные от старой смазки подшипник нужно сразу же промыть в легком минеральном растворе для удаления остатков растворителя и смазки.

Некоторые насосы судовых систем имеют резиновые подшипники, смазываемые водой.

### **2.7.2. Периодические планово-предупредительные осмотры насосов**

Для поддержания насосов в хорошем техническом состоянии выполняют работы по профилактическим осмотрам и устраняют выявленные неисправности. Планово-предупредительные осмотры проводят по заранее составленному графику. Периоды между осмотрами устанавливают в зависимости от продолжительности и условий работы насосов.

Результаты планово-предупредительного осмотра насоса должны быть зафиксированы в техническом формуляре. Дефекты и неисправности насоса в зависимости от их характера устраняют сразу после осмотра или при очередном ремонте.

Разборку и сборку насоса необходимо выполнять в соответствии заводской инструкцией или руководством по ремонту.

Перед разборкой насоса следует: подготовить место для укладки деталей; проверить наличие и исправность рабочего и измерительного

инструмента; оборудовать освещение; заготовить заглушки и бирки для снимаемых деталей; подготовить необходимый и обтирочный материал; проверить исправность требуемых для разборки подъемно-такелажных средств (тали, тросы и др.).

Во избежание загрязнения насосного отделения (насосной), насос перед разборкой следует осушить.

При разборке насоса рекомендуется:

— закрывать крышками или картоном все рабочие полости и каналы, а открытые отверстия заглушать деревянными пробками;

— проверять наличие марок, определяющих взаимное положение деталей и узлов, а если марки стерлись или повреждены, то восстановить их;

— применять специальные приспособления (съемники) для трудноснимаемых деталей (шариковые подшипники, защитная втулка и др.);

— наворачивать гайки, снятые с болтов или шпилек, на место или нанизывать на проволоку с биркой с указанием места, откуда сняты гайки;

— укладывать детали с пришабренными или притертыми поверхностями только на доски, фанеру или картон.

Снятые с насоса детали, после тщательной очистки осматривают для выявления дефектов (задилов, местных выработок, трещин и т.д.) и замеряют износ трущихся частей. Детали, пришедшие в негодность заменяют.

При осмотре коленчатых валов насосов выявляют возможные дефекты шеек в районе подшипников скольжения. В случае обнаружения на шейках вала неглубоких царапин и рисок необходимо их тщательно зачистить и зашлифовать.

Для определения износа рабочей поверхности шеек вала следует установить наибольшие эллиптичность и конусность шеек, для чего произвести замеры диаметров шеек в трех поперечных сечениях по двум взаимно перпендикулярным направлениям — по вертикали и горизонтали. Одно из сечений должно находиться в середине длины шейки, а два других — по краям. Если на шейках вала имеются трещины, то работа насоса с таким валом не допускается.

При осмотре подшипников скольжения необходимо обращать внимание на возможные дефекты: риски, задиры и трещины на рабочей поверхности, выкрашивание, отставание, оплавление и уменьшение толщины слоя антифрикционного металла и др.

Для определения износа подшипников необходимо измерить в них масляные зазоры и установить уменьшение толщины слоя антифрикционного металла.

Измерение масляных зазоров производится при помощи оттисков свинцовой проволоки. Зазор измеряют по наибольшему диаметру вала. Если ожидаемый зазор меньше 0,08—0,10 мм, то его следует измерять с помощью щупа.

Когда осматривают подшипники качения, то обращают внимание на следующие возможные дефекты:

— выкрашивание дорожек качения, вызванное усталостью металла после нормального срока работы подшипников или перекосом колец подшипника вследствие дефектов монтажа;

— искажение формы дорожки качения в результате попадания посторонних твердых частиц между посадочной поверхностью корпуса или вала и посадочной поверхностью кольца;

— повреждение дорожек качения колец в роликовых подшипниках вследствие небрежности сборки;

— вмятины на дорожках качения в местах касания шариков, образующиеся при посадке внутреннего кольца радиального шарикоподшипника на вал с чрезмерным натягом;

— износ подшипника вследствие загрязнения, характеризующийся резким увеличением зазора между кольцами и телами качения и появлением матовой поверхности на дорожках качения;

— наличие граней вдоль оси роликов вследствие трения роликов между собой, вызванное отсутствием или недостатком смазки в подшипнике (в случае отказа сепараторов).

При обнаружении предельно допустимого износа в деталях подшипника, трещин, выкрашивания, вмятин подшипники следует заменить новыми.

При осмотре втулок и цилиндров возвратно-поступательных насосов следует обращать особое внимание на состояние их рабочих поверхностей. При наличии на рабочей поверхности цилиндровой втулки (или цилиндра, не имеющего втулки) наработок, натиров, раковин, рисок, задигов, забоин поверхность следует зачистить. Втулки и цилиндры с трещинами к эксплуатации не допускаются.

Изношенные опорные шейки в шестернях (ведущей и ведомой) шлифуют или заменяют втулки, а риски и наработки зачищают. Нарботки, забоины, риски на зубьях зачищают и зашлифовывают с последующей проверкой на краску (пятно контакта должно быть

по высоте зуба не менее 60%, по длине — не менее 65%, боковой зазор — не более 0,55 мм). При трещинах и поломке зубьев, износ по диаметру выступов зубьев шестерни заменяют.

В собранном насосе приводной вал должен свободно проворачиваться вручную. Биение внешнего конца приводного вала не должно превышать 0,05 мм, соосность валов привода и насоса (радиальное смещение) не должно превышать 0,1—0,2 мм, а перекос осей — 1°; соединительная муфта не должна иметь дисбаланса. В отремонтированном шестеренном насосе между сопрягаемыми поверхностями проставки и корпуса при незатянутых гайках (без прокладок) не должен проходить щуп толщиной 0,05 мм; зацепление зубьев шестерен необходимо проверить на краску. Следует проверить правильность регулирования предохранительных клапанов и испытать насос в действии.

### 2.7.3. Неисправности насосов и способы их устранения

При работе судовых насосов могут возникнуть различные неполадки. Наиболее часто встречающиеся неполадки в работе насосов, их причины и способы устранения приведены в табл. 2.1, 2.2 и 2.3.

Правильность обслуживания насосов во время их работы во многом зависит от правильности показаний контрольно-измерительных приборов (манометра, вакуумметра и др.), которые необходимо периодически проверять в соответствии с требованиями инструкции по уходу за насосным агрегатом. Приборы для измерения давления (разряжения) и температуры с разбитым стеклом к применению не допускаются.

Если стрелка манометра или вакуумметра не устанавливается в нулевое положение, необходимо прочистить каналы крана и продуть проводящую трубку. Если эти меры окажутся малоэффективными, прибор заменяют. При внезапном самопроизвольном изменении режима работы или при появлении ненормального стука насос следует остановить для выявления и устранения причин неисправности.

Таблица 2.1

### Неисправности шестеренных и винтовых насосов, причины и способы их устранения

Неисправности	Причины неисправностей	Способы устранения
1	2	3
Насос не засасывает жидкость	Насос не залит жидкостью	Залить насос перекачиваемой жидкостью
	Закрыт клапан на всасывающей трубе	Открыть клапан
	Засорение фильтра, установленного на приемном конце всасывающей трубы	Очистить фильтр
	Значительные подсосы воздуха через неплотности в соединениях всасывающей трубы или всасывающей камеры насоса	Проверить все соединения всасывающей части и устранить обнаруженные подсосы
Насос не обеспечивает расчетной подачи	Неправильная регулировка предохранительного клапана	Отрегулировать клапан
	Заедание предохранительного клапана или наличие под ним грязи, вследствие чего он не садится на место	Устранить заедание клапана и прочистить его
	Двигатель не развивает требуемой частоты вращения	Довести частоту вращения до нормальной величины
	Увеличение зазоров внутри насоса между винтами и обоймой в винтовом насосе, между торцами роторов и вставками в шестеренчатом насосе и др.	Заменить изношенные детали
	Большое давление нагнетания	Уменьшить давление нагнетания, увеличив открытия запорного клапана

## Окончание таблицы 2.1

Увеличение потребляемой мощности	Слишком вязкая перекачиваемая жидкость	Уменьшить вязкость жидкости, если это невозможно, то уменьшить частоту вращения и работать с меньшей подачей
	Перекачивание загрязненной жидкости;	Разобрать насос и прочистить;
	Задиры и срабатывание рабочих поверхностей насоса и подшипников	при необходимости устранить повреждения, залить в систему чистую жидкость
Сильная вибрация насоса	Нарушение центровки валов	Проверить крепление агрегата и произвести центровку валов
Сильная течь сальника	Износ манжет или набивки	Заменить манжет или набивку
	В торцевом уплотнении: ослабление пружины	Пружину заменить
	Неплотная посадка резинового кольца на валу	Кольцо заменить
	Наличие твердых частиц и образование задиры трущихся поверхностей между опорным и уплотнительными кольцами	Поверхность опорного и уплотнительного колец зачистить и притереть
Резкие колебания стрелок манометра и вакуумметра	Неплотности на всасывающем тракте и подсос воздуха насосом	Проверить герметичность всасывающего тракта и устранить неплотности
	Не отрегулирован предохранительный клапан	Отрегулировать клапан на наружное давление
Стрелка мановакуумметра стоит на нуле при работающем насосе	Неисправен прибор; подсос воздуха во всасывающую трубу	Заменить прибор; устранить подсос воздуха
Нагрев насоса	Недостаточный зазор после ремонта насоса (на торцах шестерни в шестеренном насосе, между винтами и обоймой - в винтовом)	Привести зазоры в соответствие с требуемым
	Сильная затяжка сальника	Уменьшить затяжку сальника
Сильный шум и нагрев подшипников	Износ роликов или повреждение обойм подшипника	Заменить ролики или обойму
	Несовпадение осей насоса и двигателя	Произвести центровку



Таблица 2.2

### Характерные неисправности пластинчатых насосов, причины и способы их устранения

Неисправности	Причина неисправностей	Способ устранения
1	2	3
Насос не подает масло	Неправильное направление вращения вала	Изменить направление вращения вала
	Низкий уровень масла в баке	Добавить масло в бак
	Подсасывание воздуха во всасывающую магистраль	Проверить герметичность всасывающей магистрали и устранить неплотности
	Медленное вращение вала насоса	Довести частоту вращения вала до нормальной
	Слишком высокая вязкость масла	Применить менее вязкое масло
Насос не развивает нужного давления	Установка предохранительного клапана на недостаточно высокое давление	Отрегулировать предохранительный клапан
	Повышение утечки в узлах гидравлической системы (цилиндрах, золотниках, клапанах)	Испытать узлы гидросистемы независимо один от другого
	Застревание одной или нескольких пластин в пазах ротора (заклинивание вследствие загрязнения, повышения вязкости масла или недостаточной точности изготовления)	Снять крышку насоса и распределительный диск; проворачивать вал от руки, проверить свободное перемещение в пазах ротора; если пластины перемещаются туго, снять ротор с вала, промыть детали и притереть отдельные пластины до легкого хода их в пазах ротора

## Окончание таблицы 2.2

Ненормальный шум при работе насоса	Частичное засорение всасывающей магистрали	Прочистить всасывающую магистраль
	Попадание в масло воздуха через соединения всасывающей магистрали	Поливая маслом соединения на всасывающей магистрали, слушать изменения в шуме при работе насоса; плотно подтянуть все соединения
	Неправильно выверена соединительная муфта	Выверить муфту
	Наличие во всасывающих каналах насоса посторонних предметов	Разобрать насос и промыть в керосине всасывающие каналы
	Наличие во всасываемом масле пузырьков воздуха	Поместить концы сливных трубопроводов ниже уровня масла в баке и на достаточном расстоянии от всасывающего трубопровода

Таблица 2.3

## Неисправности поршневых насосов и способы их устранения

Неисправность	Причина неисправностей	Способ устранения
1	2	3
Насос при пуске в ход не подает жидкость	Закрыт клапан на всасывающей трубе	Открыть клапан
	Засорен фильтр, установленный на приемном конце всасывающей трубы	Очистить фильтр
	Значительные подсосы воздуха через неплотности соединений всасывающего трубопровода или всасывающей полости насоса	Тщательно проверить все соединения всасывающего тракта и устранить обнаруженные подсосы
	Слишком большая высота всасывания	Выяснить причины чрезмерного увеличения высоты всасывания и устранить их
Количество подаваемой насосом жидкости слишком мало и не соответствует расчетной подаче при данной частоте вращения	Частично засорен фильтр на всасывающей трубе	Очистить фильтр
	Клапаны насоса засорены или неисправны и пропускают жидкость	Вынуть и осмотреть клапаны, очистить их и проверить плотность прилегания тарелок клапанов к седлам; пришедшие в негодность клапаны заменить новыми
	Слишком тугие пружины всасывающих клапанов	Уменьшить натяжение пружин всасывающих клапанов или заменить эти пружины более слабыми
	Пропуск жидкости через неисправные уплотнения поршней	Осмотреть поршни, неисправные детали заменить

## Продолжение таблицы 2.3

Пропуск жидкости в соединениях папорных полостей или через сальники	Неисправные прокладки или другие уплотняющие элементы соединений	Заменить неисправные прокладки новыми, подтянуть гайки шпилек или болтов
	Сальники слабо подтянуты, набивка их пришла в негодность	Подтянуть сальники, изношенную набивку заменить новой
Резкий стук при посадке клапанов	Ослабли или сломались пружины клапанов	Осмотреть клапаны, увеличить натяжение пружин или заменить их новыми
Стук при перемене хода поршней	Ослабло крепление поршня на штоке	Осмотреть крепление, подтянуть соответствующие гайки и поставить предусмотренные конструкцией шплинты или гаечные замки
Сильный скрип в цилиндре	Неправильно затянут сальник или недостаточная смазка штока	Проверить затяжку и смазку сальника, при необходимости вскрыть цилиндр и осмотреть кольца
Глухие удары в цилиндрах, иногда сопровождающиеся согреванием корпуса насоса	Недостаточное заполнение цилиндров жидкостью вследствие подсосов воздуха или чрезмерного сопротивления на всасывание	Выявить и устранить подсосы воздуха, проверить полностью ли открыт клапан и не засорен ли фильтр на всасывающей трубе, свободно ли могут подниматься всасывающие клапаны
Чрезмерный нагрев штоков	Сильно затянуты сальники	Ослабить затяжку сальников
	Недостаточная смазка штоков	Усилить смазку
	Недоброкачественная набивка в сальнике	Заменить набивку
Стук в приводной части при перемене хода поршней	Ослабло соединение штока с крейцкопфом	Осмотреть соединение, закрепить и законтрить шток в крейцкопфе
	Разработались втулки крейцкопфных головок шатунов	Осмотреть втулки, непригодные заменить новыми

## Окончание таблицы 2.3

Стук в мотылевых головках шатунов	Значительный люфт в подшипниках	Осмотреть головки шатунов и уменьшить люфт
Сильные удары коленчатого вала	Значительный люфт в подшипниках	Уменьшить люфт в подшипниках
	Ослабла затяжка гаек на шпильках, крепящих крышки подшипников вала	Подтянуть и законтрить гайки крышек
Чрезмерный нагрев крейцкопфов или пальцев крейцкопфов	Недостаточное поступление масла к трущимся поверхностям	Проверить и очистить проходы для масла
	Масло загрязнено или недостаточна его вязкость	Сменить масло, предварительно очистив и промыв маслянную ванну
Сильный нагрев подшипников	Недостаточное поступление масла к подшипникам	Обеспечить нормальное поступление масла
	Подшипники сильно зажаты	Отрегулировать крепление подшипников, обеспечить необходимый люфт

#### 2.7.4. Консервация, ввод в действие, сборка и освидетельствование насосов

При остановке насоса на длительный период необходимо произвести консервацию насоса в соответствии с заводской инструкцией.

При выводе насоса из эксплуатации на длительное время его необходимо соответствующим образом подготовить:

- слить масло из насоса (желательно из разогретого, сразу после работы, так как масло при этом менее вязкое и легче уносит с собой возможные посторонние частицы);

- промыть насос чистым маслом, для чего насос наполняют маслом и вал вручную или с помощью воротка поворачивают на несколько оборотов, затем промывочное масло сливают;

- залить в насос свежее масло;

- все патрубки насоса закрыть наглухо заглушками или пробками;

— наружные неокрашенные части насоса густо смазать пушечной смазкой или техническим вазелином;

— насос во время хранения нужно не реже одного раза в 6 месяцев осматривать снаружи, возобновлять смазку.

При остановке насоса судовой системы на длительное время необходимо осушить его и законсервировать поверхности, подверженные коррозии, наружные поверхности подкрасить. Консервацию проводят в объеме, указанном в Правилах технической эксплуатации судовых вспомогательных механизмов и оборудования.

При вводе гидронасоса в эксплуатацию необходимо: очистить наружные поверхности от смазки и тщательно протереть насос; снять с насоса заглушки и пробки; осушить его и промыть; заполнить насос свежим маслом.

Перед запуском насоса необходимо выполнить все операции, связанные с подготовкой его к действию.

При сборке судовых насосов необходимо выполнять следующее:

— очищать от грязи устанавливаемые детали, тщательно протирать и, если нужно, смазывать чистым маслом;

— не допускать к установке детали, уплотняющие поверхности которых имеют неровности и забоины;

— тщательно проверять по краске перед постановкой на место все детали, имеющие притертые и пришабренные поверхности;

— устанавливать детали и узлы по меткам, рискам или биркам, определяющее их взаимное положение;

— не допускать перенапряжения и перекоса деталей (узлов);

— тщательно очищать водяные и масляные трубки и арматуру перед установкой на место.

При освидетельствовании лопастных, винтовых и шестеренных насосов осматривают корпуса, валы и их подшипники, рабочие колеса, крылатки, винты и шестерни, предохранительные клапаны. В опорных и упорных подшипниках турбонасосов вынимают, очищают и промывают их вкладыши и сегменты; белый металл подшипников не должен иметь трещин, отставаний, задигов и подплавлений. После устранения обнаруженных дефектов насосы вместе с обслуживаемыми устройствами и системами проверяют в действии. Ежегодное освидетельствование насосов включает наружный осмотр и проверку в действии.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Как классифицируют судовые насосы? Что такое насос, насосный агрегат и насосная установка?
2. Как определить напор (давление)?
3. Как классифицируют объемные насосы?
4. Каковы особенности движения жидкости в объемных насосах?
5. Что такое рабочий объем и степень неравномерности подачи?
6. Каковы особенности действия роторных насосов? Дайте определение гидромотору.
7. Что называется характеристикой насоса? Каковы особенности работы объемного насоса на трубопровод?
8. Каковы способы регулирования подачи объемных насосов, что общего и в чем различие с лопастными насосами?
9. Что такое кавитация насоса и каковы способы ее устранения?
10. Каковы особенности эксплуатации объемных насосов, что общего и в чем различие с лопастными насосами?

## Глава 3. СУДОВЫЕ ВОЗДУШНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

### 3.1. Классификация и принципиальные схемы компрессоров

Судовые воздушные компрессоры необходимы для обеспечения потребителей СЭУ и в целом судна сжатым воздухом различного давления и расхода.

Назовем следующие основные потребители:

- пусковой воздух для главных двигателей (ГД) и дизель-генераторов (2,5—3,0 МПа), аварийного дизельгенератора (7,0 МПа);
- ДАУ главного двигателя;
- система автоматического управления и контроля;
- пневмомуфты подключения СОД к редуктору;
- ВРШ (управление заданием);
- масляные фильтры ГД (продувание без разборки на ходу судна);
- продувание кингстонов;
- отключение ТНВД ГД на ходу (любого цилиндра);
- выпускные клапаны ГД;
- зарядка аквалангов (15,0—20,0 МПа);
- пусковые баллоны пеногенераторов противопожарной системы;
- хознужды (пневмоинструмент и прочее).

Судовые компрессоры можно классифицировать по следующим признакам:

**А. Конструктивные особенности и характеристики:**

- поршневые, центробежные, винтовые, осевые;
- приводы от электродвигателя, дизельного двигателя, от главного двигателя. Соединение с приводом муфтовое или текстропами;
- по давлению: 0,8—1,2 МПа, до 3,5 МПа, до 6,5—7,5 МПа и выше;
- по оборотам приводного двигателя: от 585 до 1750 мин<sup>-1</sup>;
- по ступеням сжатия: 1-но ступенчатые, 2-х ступенчатые и 3-х ступенчатые. В свою очередь 2-х ступенчатые поршневые ЭКП бывают одностороннего и двухстороннего действия;
- по количеству цилиндров на ступень: один цилиндр с одним поршнем и одним воздухоохладителем; один цилиндр с поршнем



2-х и 3-х диаметров, а также с двумя и тремя воздухоохладителями; два цилиндра раздельно, один первой ступени и один второй ступени;

— по виду охлаждения цилиндров, крышек и воздухоохладителей: водой забортной, пресной от общей системы охлаждения СЭУ, воздухом от вентилятора, приводимого от вала компрессора;

— по производительности ( $\text{м}^3/\text{час}$ ) одного цилиндра (или одной пары цилиндров, если 1-я и 2-я ступень в двух цилиндрах) в зависимости от оборотов приводного двигателя, размеров цилиндра и конечного давления: до 0,8 МПа — 20—480  $\text{м}^3$ , до 3,0 МПа — 440  $\text{м}^3$ , до 6,0 МПа — 130  $\text{м}^3$  свободного воздуха; производительность 3-х ступенчатого компрессора главного двигателя с компрессорным распылом — около 250  $\text{м}^3/\text{час}$  на 1000 л.с. мощности при конечном давлении 6,5—7,0 МПа.

Б. По назначению компрессоры подразделяются:

— электрокомпрессоры (ЭКП) пускового воздуха на судах с ВФШ. Они, как правило, бывают поршневые 2-х ступенчатые до 3,5 МПа (от 3-х до 7-ми цилиндров), с цилиндровой подачей 75  $\text{м}^3/\text{час}$  и больше. Обычно устанавливают 2 воздухоохранителя по 10 000 литров каждый;

— центробежные компрессоры с приводом от турбины выхлопных газов ГД для продувки и наддува ГД;

— осевые компрессоры для управления антикренowymi системами на судах с рампой (аппарелью), судах Ро-Ро, многоцелевых судах и судах с тяжеловесной стрелой грузоподъемностью 150, 280 и более тонн. При таком управлении антикреновой системой в любых условиях крен практически не заметен в отличие от систем с управлением вихревыми реверсивными насосами большой мощности (до 14160 л/мин);

— ЭКП для работы системы автоматикки. Бывают 2-х и 3-х цилиндровые компрессоры с выходным давлением 1,2 МПа и более;

— ЭКП аварийный, обычно 1-цилиндровый. Его электропривод запитывается от АДГ. На некоторых судах АДГ запускается не только от аккумуляторов, но дополнительно от взрывного заряда или от специального небольшого баллона пускового воздуха с давлением 7,0 МПа. Для зарядки такого баллона имеется специальный компрессор;

— 4-х ступенчатый V-образный компрессор высокого давления для заправки аквалангов (через керамический фильтр) давлением до 40,0 МПа.

На судах мирового флота применяются воздушные компрессоры различных фирм. Они бывают двух и трехступенчатые.

Необходимость применения многоступенчатых компрессоров вызвана тем, что степень сжатия воздуха в одной ступени не должна превышать 8 (т.е. воздух в первой, например, ступени можно сжимать до давления 0,8 МПа). Это объясняется тем, что температура вспышки компрессорных смазочных масел составляет 250—280°C, а при сжатии воздуха до 0,8 МПа его температура достигает 170—220°C. При дальнейшем повышении давления пары масла могут самовоспламениться, что приведет к взрыву и разрушению компрессора. Поэтому в первой ступени двухступенчатого компрессора воздух обычно сжимается до 0,5—0,8 МПа, во второй — до конечного давления 2,5—3,0 МПа. При этом воздух обязательно охлаждается в специальном воздухоохладителе после первой ступени компрессора примерно до первоначальной температуры (для предотвращения чрезмерного повышения температуры воздуха после сжатия во второй ступени и уменьшения затрат мощности на привод компрессора). После второй ступени компрессора, перед подачей в воздухоохранители (баллоны), воздух также охлаждается (по Правилам Регистра температура воздуха, поступающего в баллоны, не должна превышать 40°C). Для очистки воздуха от масла и влаги устанавливаются влагомаслоотделители.

Рассмотрим типовые схемы двухступенчатых компрессоров.

На рис. 3.1 показана схема двухступенчатого компрессора. Поршень для обеих ступеней выполнен общий: нижняя его часть (2) имеет больший диаметр и является поршнем первой ступени, а часть (6) — поршнем второй ступени. Рабочие полости ступеней — это соответственно кольцевая полость первой ступени и торцевая полость второй ступени.

При ходе поршня вниз воздух всасывается из атмосферы через клапан 5 в первую ступень компрессора. При ходе вверх поршень сжимает воздух и через клапан 4 нагнетает его к всасывающему клапану 9 второй ступени через воздухоохладитель 19 и влагомаслоотделитель 18 с клапаном продувания 17. Однако в это же время происходит сжатие воздуха во второй ступени. Воздух из нее подается через нагнетательный клапан 8, воздухоохладитель 16, влагомаслоотделитель 15 с клапаном продувания 14 и обратным клапаном 13 в баллоны пускового воздуха.

Для предотвращения чрезмерного повышения давления воздуха после каждой ступени компрессора установлены предохранительные

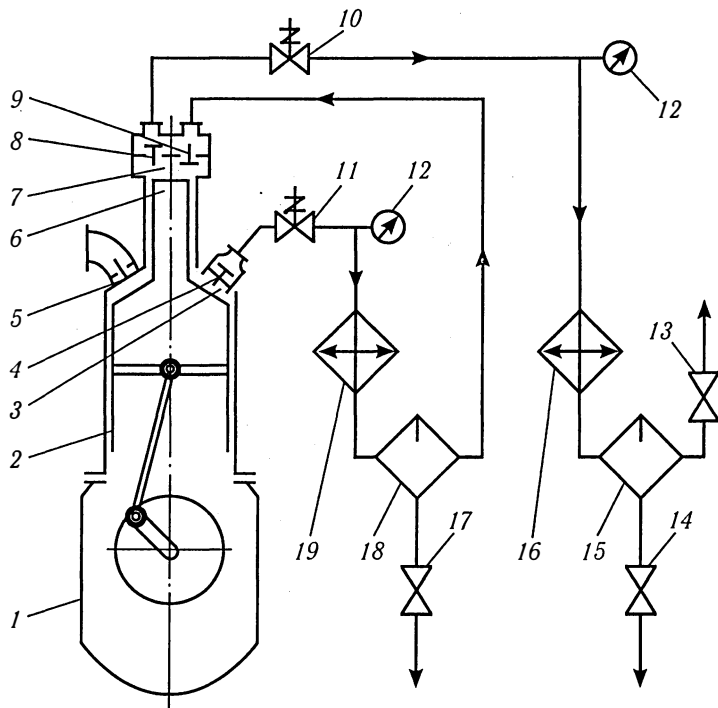


Рис. 3.1. Схема двухступенчатого компрессора одностороннего действия: 1 — компрессор (картер); 2 — поршень 1-й ступени; 3 — кольцевая полость — мертвое пространство 1-й ступени; 4 — нагнетательный клапан 1-й ступени; 5 — всасывающий клапан 1-й ступени; 6 — поршень второй ступени; 7 — торцевая полость — мертвое пространство 2-й ступени; 8 — нагнетательный клапан 2-й ступени; 9 — всасывающий клапан 2-й ступени; 10, 11 — предохранительные клапаны; 12 — манометр; 13 — обратный клапан; 14, 17 — клапаны продувания; 15, 18 — маслоотделители; 16, 19 — воздухоохладители (второй и первой ступеней)

клапаны 10 и 11. Давление воздуха после каждой ступени контролируют по манометрам 12.

Таким образом, сжатие в компрессоре происходит одновременно в первой и второй ступенях при ходе поршня вверх, а всасывание происходит также одновременно в обеих ступенях при ходе поршня вниз. Такой компрессор является одностороннего действия.

На рис. 3.2 показана схема двухступенчатого компрессора двухстороннего действия. Его основное отличие от рассмотренного выше компрессора состоит в том, что поршень имеет больший диаметр в верхней части (первая ступень) и меньший диаметр в нижней части (вторая ступень). Принцип действия компрессора заключается в следующем.

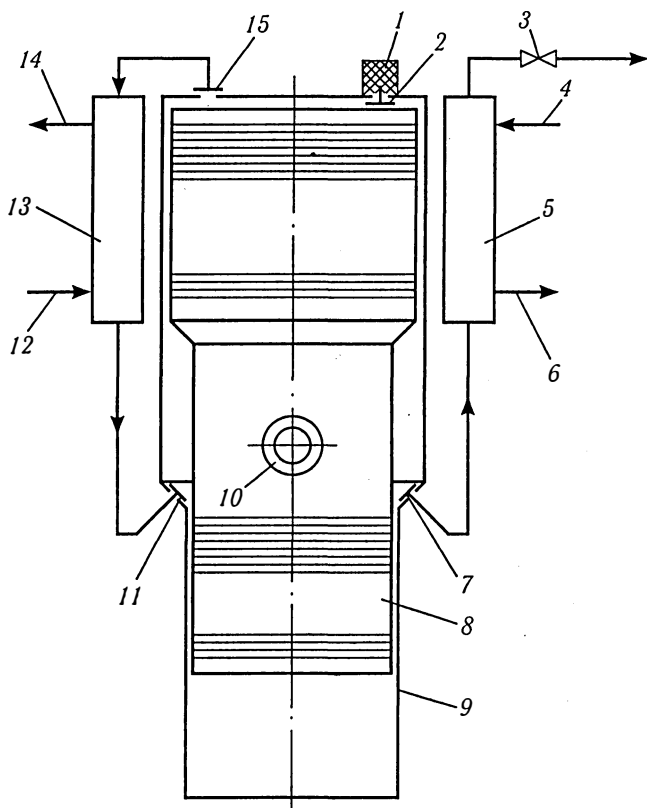


Рис. 3.2. Схема двухступенчатого компрессора двухстороннего действия: 1 — входной воздушный фильтр; 2 — всасывающий клапан первой ступени; 3 — запорный вентиль; 4 — вход охлаждающей воды; 5 — охладитель второй ступени; 6 — выход охлаждающей воды; 7 — нагнетательный клапан второй ступени; 8 — поршень; 9 — втулка; 10 — головной подшипник; 11 — всасывающий клапан второй ступени; 12 — вход охлаждающей воды; 13 — охладитель воздуха первой ступени; 14 — выход охлаждающей воды; 15 — нагнетательный клапан первой ступени

При ходе поршня  $\delta$  вниз происходит всасывание воздуха из атмосферы в первую ступень через фильтр  $1$  и всасывающий клапан  $2$ . Затем при ходе поршня вверх происходит сжатие воздуха и его нагнетание через клапан  $15$  в охладитель  $13$  первой ступени и далее во вторую ступень через ее всасывающий клапан  $11$ . При очередном ходе поршня вниз осуществляется вновь всасывание в первую ступень и одновременно сжатие во второй ступени. При этом воздух нагнетается через клапан  $7$  в охладитель  $5$  второй ступени и далее через запорный вентиль  $3$  в воздушные баллоны. Охлаждающая вода подается в охладители по указанным стрелкам противотоком для повышения эффективности процесса охлаждения сжатого воздуха.

Сравнивая двухступенчатые компрессоры, выполненные по приведенным выше схемам, можно отметить следующие эксплуатационные особенности. Компрессор одностороннего действия выше и тяжелее. Подшипники шатуна нагружены больше, т.к. на них действует суммарное усилие от обеих ступеней при сжатии воздуха.

С другой стороны в этих компрессорах отсутствуют существенные эксплуатационные недостатки, присущие компрессорам двухстороннего действия. Они заключаются в следующем.

Нередко бывает так, что заглушка, стопорящая поршневой палец, выпадает в цилиндр 2-й ступени и поршень, двигаясь вниз, выбивает этой заглушкой сквозную дыру в блоке цилиндра. Компрессор выходит из строя. Для его восстановления необходимо заменять поршень с шатуном и блок цилиндра. Другим недостатком является неудобство монтажа поршня с новыми компрессионными и маслосъемными кольцами. Их сложно направлять в цилиндр 2-й ступени через небольшие отверстия для клапанов (ЭКП «Бурмейстер и Вайн»).

Еще пример. На двухступенчатых поршнях (ЭКП фирм «Хамворти» и «Спеери») поршневой палец стопорится с двух сторон кольцами «Зегера». Их очень неудобно заводить в бобышки через малые отверстия для клапанов, поэтому бывают ошибки в их постановке. В результате этого плавающий палец выпадает и задирает цилиндр 2-й ступени при своем движении вниз.

Требуется ремонт цилиндра.

Типовые схемы трехступенчатых компрессоров приведены в работе [57]. В этой работе рассмотрены также компрессоры разных фирм.

## 3.2. Воздушные компрессоры фирмы «Хамворти»

### 3.2.1. Основные технические характеристики компрессоров

Таблица 3.1

Технические характеристики

Параметры	Размерность	Марка				
		2SF4		2SF42		
Частота вращения	мин <sup>-1</sup>	585	1750	585	1450	1750
Производительность	м <sup>3</sup> /ч	22	73	38	92	109
Давление	МПа	1,4	4,2	1,4	3,0	3,0

Число цилиндров (ступеней) — 2 (низкого и высокого давления).  
 Коленчатый вал — один, с одним коленом и двумя противовесами.  
 Шатун — один, ковкая сталь.

Поршни — 2 (низкого и высокого давления), алюминий.

Охладитель первой ступени — 3 шт. U-образные медные трубы.

Всасывающие клапаны — один на ступень.

Нагнетательные клапаны — один на ступень.

Предохранительные клапаны:

— сжатый воздух — один на ступень, давление — 10% выше рабочего данной ступени;

— охлаждение компрессора — предохранительная диафрагма (0,21 МПа);

— система смазки — клапан (0,28 МПа).

Плавкий предохранитель — температура 121°C.

Подшипники:

— коренные — два, вкладыши из белого металла;

— нижняя головка шатуна — одна, вкладыш из белого металла;

— верхняя головка шатуна — втулка свинцово-бронзовая.

Масляный насос — шестеренного типа.

Водяной насос — самовсасывающий.

Воздушный фильтр (глушитель) — на всасывании первой ступени.

Емкость отстойника: минимум 7 литров, максимум 12,5 литров.

Крутящие моменты:

— стопорный винт обоймы клапана — 55,3 МН·м;

- винт с головкой под ключ обоймы клапана — 55,3 МН·м;
  - гайка болта шатуна — 83,0 МН·м;
  - гайки головки цилиндра 1-й ступени — 42,0 МН·м;
  - гайки головки цилиндра 2-й ступени — 83,0 МН·м,
- 43,0 МН·м.

Максимальная масса компрессора: без основания — 335 кг; с основанием — 898 кг.

Гидростатические тестовые давления для труб охладителей:

2SF4 — первая ступень — 1,0 МПа; вторая ступень — 8,4 МПа;

2SF42 — первая ступень — 1,0 МПа; вторая ступень — 6,2 МПа.

### 3.2.2. Конструкция компрессора 2SF4

На рис. 3.3 и 3.4 показаны разрезы компрессора.

Как видим из приведенных рисунков, конструктивными особенностями компрессора является следующее. Цилиндровая втулка первой ступени (низкого давления) 14 (см. рис. 1.3) установлена в корпусе компрессора и уплотняется резиновыми кольцами О-образного сечения 15. Они предотвращают попадание охлаждающей воды из зарубашечного пространства в картер компрессора 29, где находится масло. Поршень 13 является цельным. Нижняя его часть имеет больший диаметр. Она располагается в цилиндрической втулке 14 (ступень низкого давления). На поршне имеются компрессионные кольца и маслосъемное кольцо. Верхняя часть поршня имеет меньший диаметр. Она образует ступень высокого давления. На этой части поршня также имеются компрессионные кольца. Каждая ступень имеет по одному всасывающему и одному нагнетательному клапану. Поршень приводится в движение шатуном. Нижняя его головка соединена с коленвалом, а верхняя с поршнем посредством плавающего поршневого пальца.

Работа компрессора осуществляется следующим образом. При ходе поршня вниз воздух всасывается через фильтр (глушитель) 34 и всасывающий клапан 8 (см. рис. 1.4) в цилиндр первой ступени. Далее при ходе поршня вверх сжатый и вследствие этого нагретый воздух выталкивается через нагнетательный клапан 20 первой ступени в охладитель 19 первой ступени. Затем при следующем ходе поршня вниз охлажденный воздух поступит через всасывающий клапан 25 в цилиндр второй ступени, а при новом ходе поршня вверх сжатый и повторно нагретый воздух будет выталкиваться

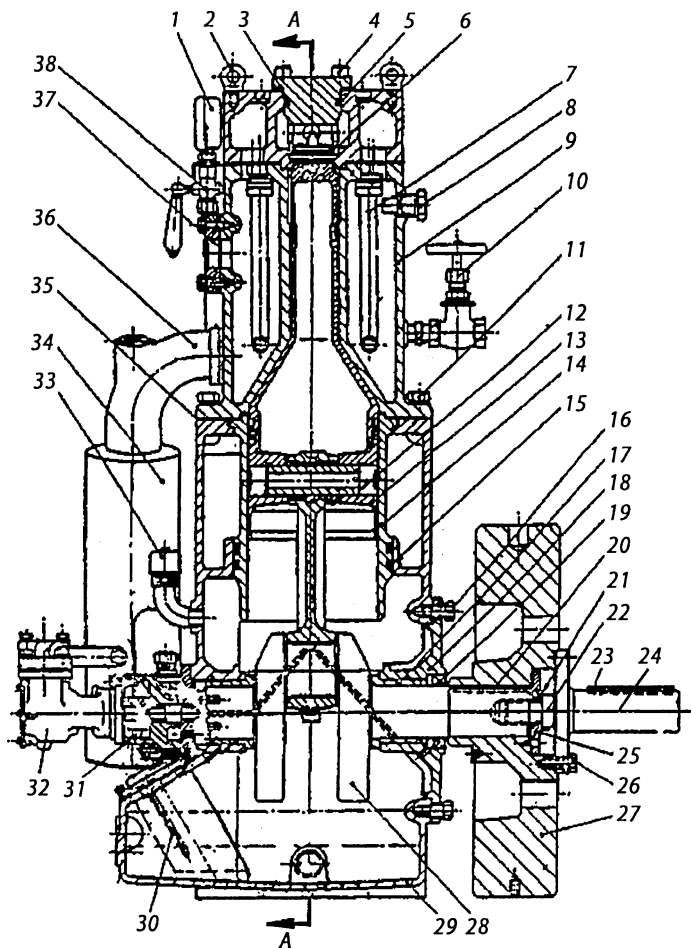


Рис. 3.3. Воздушный компрессор 2SF4 (разрез В—В): 1 — манометр первой ступени, 2 — рым, 3 — корпус нагнетательного клапана второй ступени, 4 — болт, 5 — уплотнительное кольцо, 6 — нагнетательный клапан второй ступени, 7 — охладитель второй ступени, 8 — пробка (анод), 9 — головка цилиндра первой ступени, 10 — выпускной вентиль, 11 — гайка, 12 — поршневой палец, 13 — поршень, 14 — цилиндровая втулка, 15 — уплотнительное кольцо, 16 — болт, 17 — втулка, 18 — корпус подшипника, 19 — сальник, 20 — шпонка, 21 — шайба стопорная, 22 — болт, 23 — шпонка, 24 — вал, 25 — шайба, 26 — винт, 27 — маховик, 28 — коленвал, 29 — картер, 30 — щуп, 31 — масляный насос, 32 — водяной насос, 33 — сапун, 34 — воздушный фильтр (глушитель), 35 — прокладка, 36 — колено, 37 — разрывная диафрагма, 38 — кран манометра



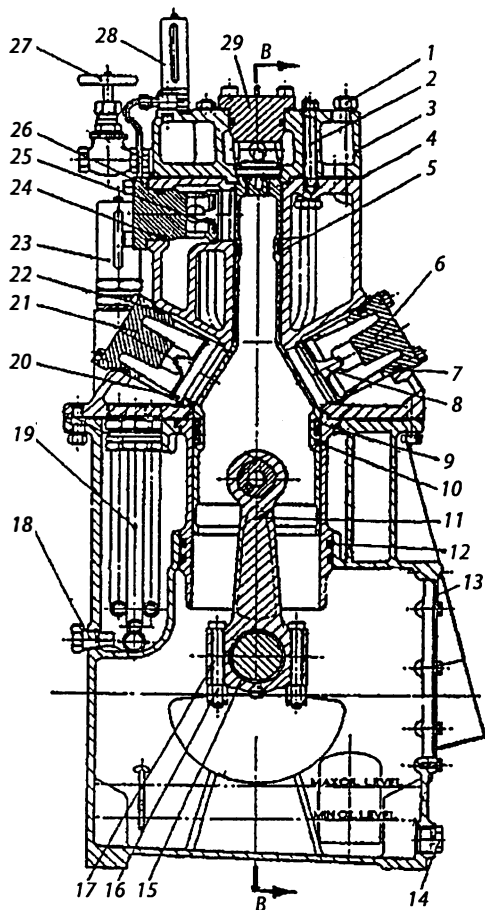


Рис. 3.4. Воздушный компрессор 2SF4 (разрез А—А): 1 — гайка, 2 — шпилька, 3 — головка цилиндра второй ступени, 4 — прокладка, 5 — компрессионное кольцо второй ступени, 6 — корпус всасывающего клапана первой ступени, 7 — уплотнительное кольцо, 8 — всасывающий клапан первой ступени, 9 — компрессионное кольцо первой ступени, 10 — маслоъемное кольцо, 11 — шатун, 12 — уплотнительное кольцо, 13 — картер, 14 — пробка спускная, 15 — вкладыш, 16 — гайка, 17 — болт мотылевый, 18 — пробка (анод), 19 — охладитель первой ступени, 20 — нагнетательный клапан первой ступени, 21 — корпус нагнетательного клапана первой ступени, 22 — уплотнительное кольцо, 23 — предохранительный клапан первой ступени, 24 — уплотнительное кольцо, 25 — всасывающий клапан второй ступени, 26 — корпус всасывающего клапана второй ступени, 27 — выпускной вентиль, 28 — предохранительный клапан второй ступени, 29 — корпус нагнетательного клапана второй ступени

через нагнетательный клапан 29 второй ступени в головку цилиндра 3 и далее в охладитель 7 (см. рис. 3.3) второй ступени, а затем в нагнетательный трубопровод и воздушные баллоны. Таким образом, компрессор является одноактной машиной. Процесс всасывания происходит одновременно в ступенях низкого и высокого давления и также одновременно происходит сжатие воздуха в обеих ступенях.

Система смазки компрессора является традиционной и работает следующим образом. Шестеренный насос всасывает масло из картера через фильтр и подает его по специальным сверлениям в коленчатом валу к рамовым подшипникам, а также к мотылевому подшипнику и по сверлениям в шатуне к головному подшипнику. В насосе имеется предохранительный клапан, который обеспечивает заданное давление масла в системе. В случае понижения давления ниже заданной величины срабатывает защитное реле, которое подключено к системе. Оно остановит компрессор, предохраняя его от плохой смазки деталей.

Для смазки компрессора фирмой рекомендуются следующие смазочные материалы.

Таблица 3.2

## Картерное масло для компрессора

Поставщик	Марка масла
Аджип	Ф. I. ORM 64
Ампол	Дарола Ойл 20
Антар и Ошен	Турбин Т 68 Мисола Н 68
Б. П.	Энергол ОЕ 68
Калтекс	Регал Ойл РС R&O
Кастрол	Айкол PD 68 Перфекте Т 68
Шеврон	Дело Специал Ойл 20 Рефриджерэйшн Ойл 15LF
Дакхемс	Динол 20
Эссо	Зерис S 100
Голден Флис (Австралия)	Циркол 46 Циркол 68

Окончание таблицы 3.2

Галф	Компрессор Ойл 53
Мобил	DTE Ойл Хеви/Медиум
Петрофина	Рарус 425 Солко AC 43 Солко SAE 20/20W Еолан AC 34
Шелл	Талпа Ойл 20 Корина Ойл Н 68 Турбо Ойл Т 78
Тексако	Алкайд Ойл Регал Ойл R&O 68 Компрессор Ойл VDL
Визура	Вентура 42 Гидрома 42

Важное значение имеет смазка цилиндров компрессора. В рассматриваемой конструкции поверхность цилиндра низкой ступени смазывается масляным туманом из картера. Цилиндр высокой ступени должен смазываться с помощью лубрикатора. Такая смазка должна быть рациональной, т.е. ограниченной. При излишней подаче смазки на стенках цилиндра и в нагнетательном трубопроводе образуется нагар, склонный к самовоспламенению (взрывоопасный). Он также усиливает коррозию и износ цилиндра, поршня и клапанов. Можно рекомендовать следующие общие нормы расхода цилиндрического масла.

Таблица 3.3

Диаметр цилиндра, мм	Производительность цилиндра, м <sup>3</sup> /мин	Смазываемая поверхность, м <sup>2</sup> /мин	Количество капель в минуту	Расход масла, л/ч
< 150	До 1,8	До 45	1	0,003
150-200	1,8-3,5	45-67	1	0,004
200-250	3,5-6,3	67-100	1	0,006
250-300	6,3-9,8	100-140	1-2	0,008
300-375	9,8-13,7	140-185	2-3	0,011

Для новых компрессоров, а также после установки новых колец или расточки цилиндров расход цилиндрического масла на время приработки повышается на 50—75%.

Охлаждение компрессора в ступенях низкого и высокого давления обеспечивается прокачкой охлаждающей воды через зарубашечные пространства специальным насосом. Кроме насоса система имеет ряд автоматических устройств, которые повышают ее эффективность и надежность работы. Они рассматриваются ниже. Максимальная температура охлаждающей воды не должна превышать 38°C, а разность температур воды на выходе и входе в компрессор — не более 8°. Превышение разности температур означает плохую турбулизацию потока воды в зарубашечных пространствах, что приводит к перегреву отдельных узлов и участков компрессора. Рекомендуются следующие нормы охлаждающей воды.

Таблица 3.4

Частота вращения компрессора	Требуемое количество охлаждающей воды	Приблизительное падение давления по компрессору
мин <sup>-1</sup>	л/мин	МПа
585	33	0,05
875	49	0,06
1175	66	0,07
1750	98	0,14

### 3.2.3. Специальные устройства гидроавтоматики

На рис. 3.5 показаны схемы работы водяного насоса. Особенность насоса заключается в том, что крылатка 5 изготовлена из эластичного материала. Это позволяет лопастям изгибаться при контакте с кулачком 2 в процессе вращения. Таким образом создаются замкнутые пространства на участках всасывания и нагнетания. Например в схеме (а) происходит захват порции воды у всасывающего трубопровода. В схеме (б) захваченные порции воды переносятся по окружности к нагнетательному трубопроводу, а в схеме (в) осуществляется нагнетание.

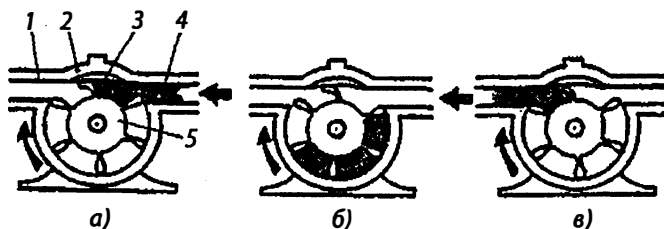


Рис. 3.5. Схемы работы водяного насоса:

- 1 — нагнетательный трубопровод; 2 — корпус насоса;  
3 — кулачок; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — крылатка

На рис. 3.6 представлен разрез водяного насоса. Он работает по указанному выше принципу. Другой особенностью насоса является уплотнение вращающегося вала. Оно состоит из подвижного стального кольца 16, которое плотно насажено на валу и вращается вместе с ним. Это кольцо находится в контакте с графитовым кольцом 12, которое закреплено на корпусе 14 и прижимается к валу специальной манжетой. Уплотнение предназначено для предотвращения попадания воды из полости крылатки 20 к шарикоподшипнику 6. Эффективность

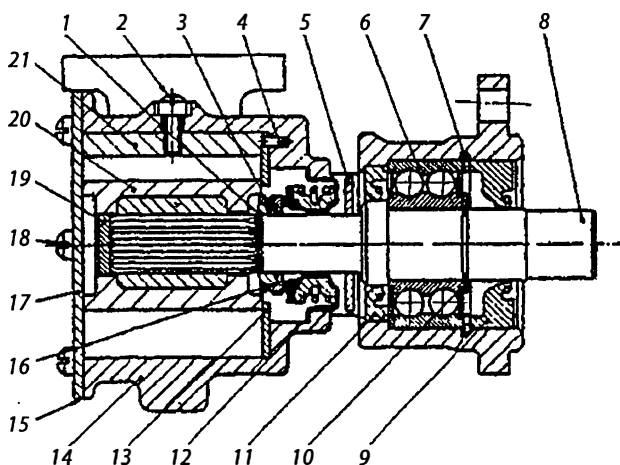


Рис. 3.6. Водяной насос охлаждения компрессора: 1 — стопорное кольцо; 2 — винт; 3 — посадочное кольцо; 4 — штифт; 5 — отбойный диск; 6 — шарикоподшипник; 7 — стопорное кольцо; 8 — вал; 9 — уплотнение; 10 — стопорное кольцо; 11 — уплотнение; 12 — графитовое уплотняющее кольцо; 13 — стопорное кольцо; 14 — корпус; 15 — прокладка; 16 — стальное уплотняющее кольцо; 17 — крышка; 18 — винт; 19 — уплотнение; 20 — рабочая крылатка; 21 — кулачок

и надежность работы уплотнения могут быть обеспечены только при хорошем контакте деталей 16 и 12. Для этого поверхности деталей в контакте должны быть точными, чистыми и без рисок. Проверка и подгонка их производится на плите. Дополнительной защитой подшипника 6 является отбойный диск 5, который вращается вместе с валом 8 и отбрасывает просочившуюся через уплотнение воду на периферию. Имеются также уплотняющие манжеты 9 и 11, которые предохраняют подшипник 6 от попадания воды.

На рис. 3.7 показан отсечной водяной клапан. Он предназначен для автоматического прекращения подачи охлаждающей воды в компрессор в период его стоянки. Это предотвращает его излишнее охлаждение. Во время очередного автоматического пуска компрессора (работа в режиме «пуск—стоп») отсечной клапан открывается для подачи охлаждающей воды в компрессор.

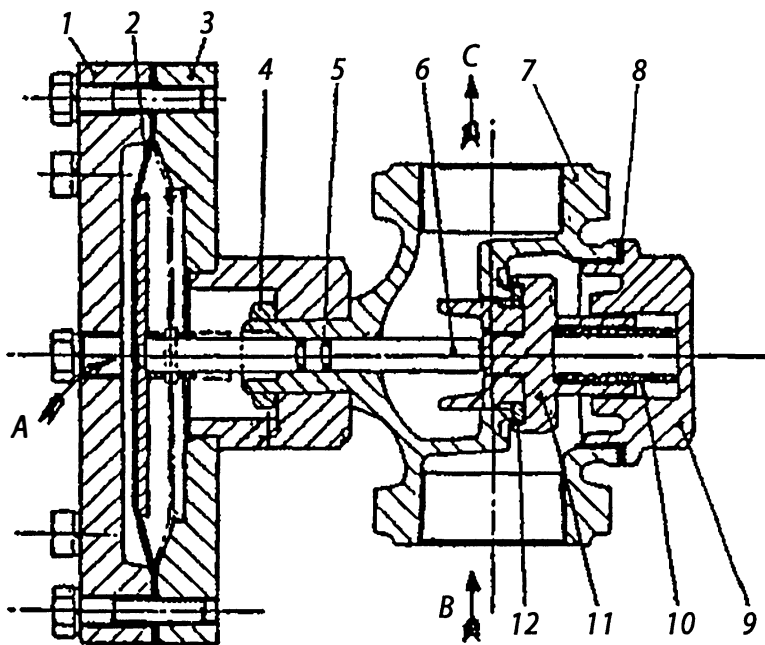


Рис. 3.7. Отсечной водяной клапан: 1 — крышка; 2 — диафрагма; 3 — фланец; 4 — гайка; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — шток; 7 — корпус клапана; 8 — прокладка; 9 — колпак; 10 — пружина; 11 — клапан; 12 — рабочая кольцевая пластина; А — вход воздуха под мембрану охладителя первой ступени; В — вход охлаждающей воды от насоса; С — вход воды в компрессор

Клапан устанавливается на входе воды в компрессор и работает следующим образом. По стрелке «А» подается воздух под мембрану из охладителя первой ступени. При остановке компрессора давление воздуха в охладителе падает в результате специальной разгрузки и сжатая пружина 10 закрывает клапан 11, прекращая подачу охлаждающей воды в компрессор. При новом пуске компрессора давление воздуха в охладителе первой ступени нарастает и мембрана прогибается вправо, преодолевая усилие пружины 10. Клапан 11 открывается и охлаждающая вода поступает в компрессор по стрелке «С».

Система охлаждения компрессора имеет защиту от превышения заданного давления. Это возможно в случае прорыва сжатого воздуха в систему. Для защиты системы охлаждения устанавливается предохранительный клапан обычной конструкции, а также может быть разрывная диафрагма 37 (см. рис. 3.3).

На рис. 3.8 показан автоматический разгрузчик нагнетательного трубопровода. Такой разгрузчик необходим для перехода компрессора на режим холостого хода после достижения заданного давления в воздушных баллонах. При этом компрессор работает постоянно.

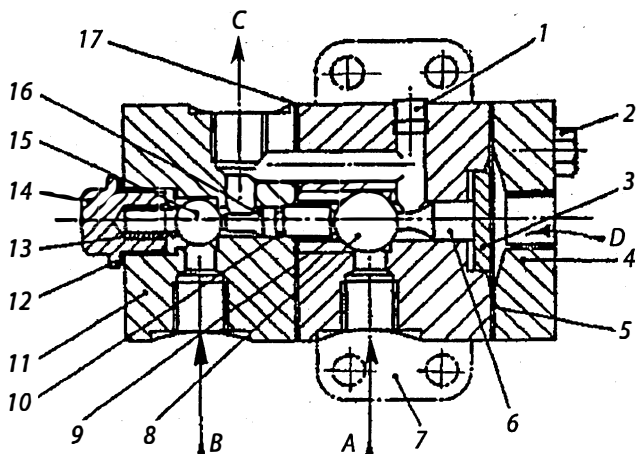


Рис. 3.8. Разгрузчик нагнетательного трубопровода: 1 — пробка; 2 — винт; 3 — диск (накладка диафрагмы); 4 — крышка; 5 — диафрагма; 6 — плунжер первой ступени; 7 — корпус клапана первой ступени; 8 — шаровой клапан первой ступени; 9 — пружина клапана первой ступени; 10 — уплотнительное кольцо; 11 — корпус клапана второй ступени; 12 — прокладка; 13 — пружина клапана второй ступени; 14 — колпак; 15 — шаровой клапан второй ступени; 16 — плунжер второй ступени; 17 — прокладка; А — вход воздуха от первой ступени; В — вход воздуха от второй ступени; С — выход воздуха в атмосферу; D — вход управляющего воздуха от регулятора

Принцип работы разгрузчика следующий. На воздушных баллонах устанавливается регулятор давления, который перепускает воздух после достижения заданного давления по специальной трубке к разгрузчику. Этот воздух поступает по стрелке «D» и давит на диафрагму 5. Она прогибается влево и диском 3 смещает плунжер первой ступени 6. Он толкает влево шаровой клапан 8, открывая проход воздуха из первой ступени по стрелкам «A» и «C» в атмосферу через приемный воздушный фильтр (глушитель).

Шаровой клапан 8 толкает также влево плунжер второй ступени 10 и шаровой клапан 15. При этом открывается выход воздуха из второй ступени в атмосферу по стрелкам «B» и «C». Компрессор начинает работать холостым ходом.

При расходе сжатого воздуха из баллонов давление в них падает, и регулятор давления прекращает подачу воздуха к разгрузчику. Усилие со стороны мембраны 5 уменьшается, и она возвращается в исходное положение под действием сжатых пружин 9 и 13. Шаровые клапаны 8 и 15 перемещаются вправо и устанавливаются в своих гнездах, перекрывая выход воздуха в атмосферу из первой и второй ступеней. Компрессор начинает подавать сжатый воздух в баллоны. Для надежной работы разгрузчика рекомендуется осевой зазор («игра») плунжера 16 величиной 0,25×0,38 мм, когда оба шаровых клапана 8 и 15 находятся на своих местах.

Разгрузка первой и второй ступеней компрессора необходима также при его работе в режиме «пуск—стоп» для облегчения запуска после его стоянки. В этом случае применяются соленоидные выпускные клапаны, которые выпускают конденсат из охладителей.

Важную роль в работе компрессора играет конденсатоулавливатель, который предназначен для автоматического удаления конденсата из охладителя. Он образуется постоянно при охлаждении нагретого сжатого воздуха и скапливается в нижней части охладителя. Рассмотрим его работу.

На рис. 3.9 показаны схемы работы конденсатоулавливателя. Они наглядно иллюстрируют гидродинамический принцип его работы. Конструкция его очень проста, имеется только одна подвижная деталь — диск 2. В схеме (а) этот диск поднят вверх усилием потока конденсата и сжатого воздуха. Происходит резкий выброс конденсата через фильтр 7 наружу по стрелкам «а», «b».

В схеме (б) завершается выброс конденсата, а диск 2 опускается вниз под действием разности давлений в камерах «с» (ниже его) и «d» (выше его). Давление в камере «d» нарастало за время открытия



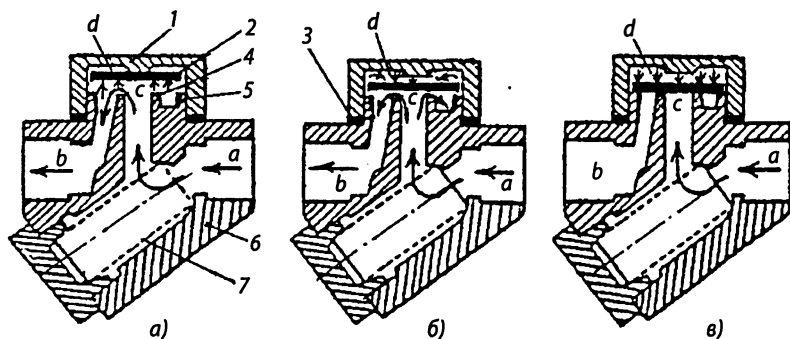


Рис. 3.9. Схемы работы конденсатоуловителя: 1 — колпак; 2 — рабочий диск; 3 — прокладка; 4 — внутренний кольцевой выступ; 5 — наружный кольцевой выступ; 6 — корпус; 7 — фильтр (глушитель); а — входная полость; б — выходная полость; с — полость под рабочим диском; д — полость над рабочим диском

клапана, а в камере «с» — уменьшалось из-за высокой скорости протекания конденсата. Диск 2 садится одновременно на внутренний 4 и наружный 5 кольцевые выступы. Это показано на схеме (б). В течение короткого промежутка времени давление в камере «д» падает из-за протечек воздуха через щели между диском 2 и наружным выступом 5. В итоге, диск 2 вновь поднимается вверх усилием из камеры «с» и происходит очередной выброс конденсата наружу.

Качество работы конденсатоулавливателя зависит от толщины прокладки 3. Изменение толщины регулирует высоту подъема диска 2 и, соответственно, частоту его срабатывания, т.е. выбросов конденсата. Рекомендуется толщину прокладки подгонять так, чтобы сразу после запуска компрессора устройство срабатывало десять раз в минуту. Через полчаса работы частота срабатывания снижается обычно до нормы три раза в минуту.

Существуют также предохранительные воздушные клапаны. Они имеют аналогичную конструкцию для первой и второй ступеней. Давление срабатывания клапанов устанавливается на 10% выше рабочего для той и другой ступеней. Регулирование величины срабатывания клапанов обеспечивается изменением усилия сжатия пружины с помощью проставочных втулок различной длины.

Имеется невозвратный клапан, который предназначен для предотвращения выхода воздуха из баллонов при разгрузках нагнетательного трубопровода. Конструкция и принцип действия клапана являются общепринятыми.

На рис. 3.10 показана типовая компрессорная установка. Она дает общее представление о расположении оборудования и приборов автоматики. Важными элементами установки являются воздушные баллоны. Они бывают цельнотянутые и сварные. Предназначены для пуска и реверса сжатым воздухом главных дизелей (не менее двух баллонов для 12 последовательных пусков и реверсов); для пуска вспомогательных дизелей, для работы тифона, общесудовых и технологических нужд. Баллоны подвергаются испытаниям: первоначальное освидетельствование; внутренние освидетельствования (каждые 4 года); гидравлические испытания (каждые 8 лет): сварных и цельнотянутых —  $1,5p$ . Если баллоны с давлением более  $2,8 \text{ МПа}$ , то  $p + 1,4 \text{ МПа}$  ( $p$  — рабочее давление). Кроме того выполняют воздушное испытание (ежегодно, после гидравлического) давлением  $p$  в течении 4 ч.

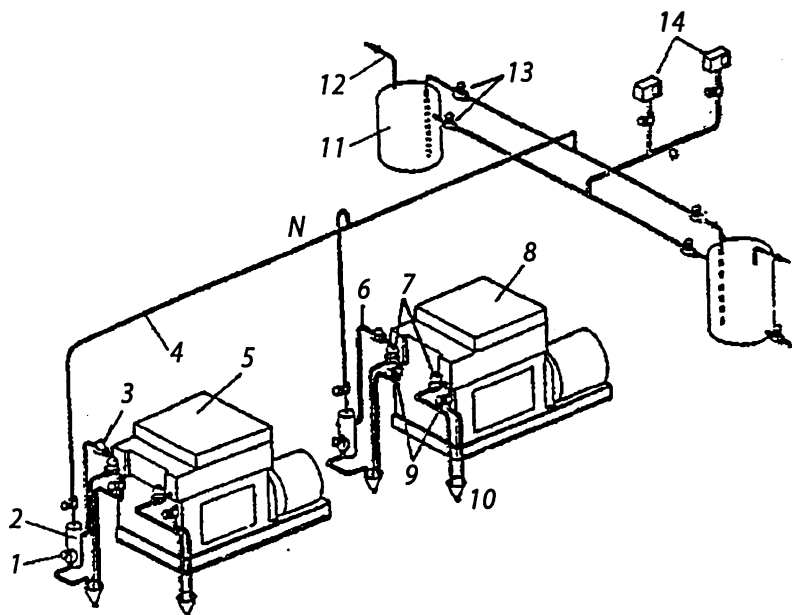


Рис. 3.10. Типовая компрессорная установка: 1 — выпускные клапаны (вручную, автоматически); 2 — отделитель масла (воды); 3 — невозвратный клапан; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — компрессор; 6 — разгрузочный трубопровод; 7 — соленоидные разгрузочные клапаны; 8 — компрессор; 9 — выпускные клапаны (вручную); 10 — воронка; 11 — воздушный баллон; 12 — расходной воздушный трубопровод; 13 — отсечные клапаны; 14 — выключатели максимального давления

После установки на судне баллон подвергают воздушному испытанию совместно со всеми трубопроводами и арматурой в течение 24 ч (падение давления  $< 0,5\%$  от первоначального за 1 ч). Обязательно выполняется маркировка баллона: номер чертежа, заводской номер, дата изготовления, назначенное рабочее давление и пробное давление, емкость баллона (л), масса в сборе (кг), клеймо Регистра. В шнуровую книгу баллона заносят построечные данные и сведения об освидетельствованиях, испытаниях и ремонте.

Обычно в МКО устанавливаются два воздушных баллона, если используются реверсивные малооборотные двигатели. Объем баллонов примерно 10 000 л каждый. На баллонах устанавливают легкоплавкую пробку с выводом от нее трубы на палубу (в атмосферу). Это делается для безопасности на случай пожара в МКО.

### 3.2.4. Техническое обслуживание компрессоров

Прежде чем выполнять какие-либо действия, осмотр и работы с воздушным компрессором, необходимо соблюдать следующие меры техники безопасности:

- не запускать компрессор без изучения инструкции по его эксплуатации;
- не запускать компрессор без необходимых защитных ограждений на самом компрессоре и его двигателе;
- перед ремонтом необходимо убедиться, что двигатель отключен и не может быть случайно запущен;
- необходимо освободить все воздушные трубопроводы от сжатого воздуха, а водяные — от охлаждающей воды (перекрыть клапаны системы);
- не производить никаких работ на компрессоре во время его работы. Перед испытательным запуском компрессора необходимо удостовериться, что трубопроводные работы завершены (если они проводились), трубы целые и не пропускают. Если машина не работала в течение длительного времени или изменялось положение компрессора и мотора, необходимо проверить их центровку.

Перед запуском компрессора вручную необходимо выполнить следующее:

- проверить уровень масла в картере. При необходимости долить в соответствии с отметкой на шупе. Использовать только рекомендуемые смазочные материалы;

- заправить масляный насос. Залить масло во входное отверстие насоса;
- снимая попеременно по одному клапану с каждого цилиндра, залить в него небольшое количества масла. Этим обеспечивается смазка цилиндра при испытательном запуске;
- поставить клапаны на место и убедиться в том, что все скобы клапанов затянуты соответствующим крутящим моментом (см. технические данные);
- проверить клапаны выпуска вручную охладителя. Они должны быть открыты;
- проверить запорные краны манометров. Они должны быть частично открыты для того, чтобы избежать их повреждения при резком скачке давления при запуске;
- проверить запорные клапаны и индикатор течения (если имеется) на трубах охлаждающей воды. Клапаны должны быть открыты, а индикатор — регистрировать течение.
- проверить легкость вращения машины, задав коленчатому валу, по крайней мере, один оборот.

Далее необходимо выполнить следующее.

Запустить двигатель. Если он переменной скорости, медленно прогнать до полного набора скорости.

Проверить давление масла. Оно не должно падать ниже 0,7 бар. Если давление резко упало, немедленно остановить машину и найти в таблице неисправностей возможную причину поломки и устранить эту неисправность.

Перекрыть выпускные отверстия охладителя первой и второй ступеней (в этом порядке), и компрессор начнет работу.

Во избежание вибрации стрелок манометра, отрегулировать их краны.

После того, как компрессор некоторое время проработал в режиме нагрузки, отрегулировать подачу холодной воды.

При остановке компрессора вручную необходимо выполнить следующее.

Разгрузить машину, открыв выпускные клапаны первой и второй ступеней.

Очистить охладители компрессора от конденсата прогонкой машины вхолостую в течение двух минут.

Остановить компрессор, оставив ручной выпуск воздуха и конденсата открытым.

При остановке компрессора на значительный период времени желательно отключить подачу охлаждающей воды.

Уровень масла в поддоне картера проверяется ежедневно. Не производить данной операции во время работы компрессора.

Время от времени необходимо ослаблять выпускную пробку на дне картера для выпуска воды, накопившейся под маслом. Она собирается в результате конденсации влаги из воздуха, и количество ее сильно меняется с изменением рабочих условий.

Техобслуживание компрессора выполняется в соответствии с примерным графиком, который приведен в таблице 3.5.

Таблица 3.5

Операция	Начальный период		Нормальное техническое обслуживание				
	10 час.	50 час.	10 ч. или ежедневн.	6 нед. или 150 ч.	3 мес. или 250 ч.	6 мес. или 500 ч.	1 год или 1000 ч.
Проверка уровня масла в картере	X		X				
Проверка давления масла и воздуха и регулировка краников, манометров	X		X				
Очистка входного воздушного фильтра		X			X		
Очистка и осмотр автоматических клапанов		X		X			
Поднятие (проверка) предохранительного клапана водяной рубашки		X			X		
Очистка, осмотр и установка предохранительных воздушных клапанов						X	
Проверка рабочих давлений всех автоматических защитных устройств		X			X		
Смена масла и осмотр картера		X				X	

Окончание таблицы 3.5

Операция	Начальный период		Нормальное техническое обслуживание				
	10 час.	50 час.	10 ч. или ежедневн.	6 нед. или 150 ч.	3 мес. или 250 ч.	6 мес. или 500 ч.	1 год или 1000 ч.
Очистка и осмотр невозвратного клапана линии подачи		X				X	
Очистка и осмотр всех клапанов, седел клапанов и колец круглого сечения. Заменить их в случае необходимости.							X
Установка нового плавкого предохранителя							X
Установка нового элемента масляного фильтра							X
Проверка затяжки крепежных болтов							X
Проверка и регулировка центровки компрессора/двигателя							X
Очистка охладителей							X

Для оценки зазоров в соединениях основных деталей компрессора приводится таблица П. 3.1. Указанные в ней величины зазоров даны в качестве рекомендаций и не только для данного компрессора. Понятно, что основным критерием является ухудшение работы компрессора или повреждение частей установки.

Тем не менее эти данные могут оказаться полезными при планировании техобслуживаний.

В таблице П. 3.2 приведены типовые неисправности компрессора, их возможные причины и способы устранения.

### 3.3. Воздушные компрессоры фирмы «Хатлапа»

#### 3.3.1. Конструктивные особенности компрессоров

Существует ряд компрессоров этой фирмы различной производительности. Они имеют марки W80, 110, 140, 220, 280, 330, 400, 600. Это двухступенчатые компрессоры. Они бывают одно-, двух- и трехцилиндровые. Режим работы — повторно-кратковременный.

Например, компрессор W140 имеет следующие характеристики: производительность —  $145 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; конечное давление —  $3,0 \text{ МПа}$ ; частота вращения —  $1450 \text{ мин}^{-1}$ . Это одноцилиндровый вертикальный компрессор с водяным охлаждением и циркуляционной смазкой. Имеет промежуточный (первая ступень) и конечный (вторая ступень) охладители воздуха. Подшипники скольжения для коленвала и шатуна состоят из материалов: сталь, свинцовистая бронза и баббит.

На рис 3.11 показан чертеж компрессора (разрез «А—А»). Позиции на чертеже обозначают следующие детали и узлы: 1 — картер; 2 — предохранительный клапан первой ступени; 3 — втулка; 4 — надпоршневое пространство; 5 — выходной патрубок охлаждающей воды; 6 — воздушный фильтр; 7 — комбинированный (всасывающий и нагнетательный) клапан первой ступени; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — комбинированный (всасывающий и нагнетательный) клапан второй ступени; 10 — поршень; 11 — входной патрубок охлаждающей воды.

На рис 3.12 приведен чертеж этого же компрессора (разрез «Б—Б»). Позиции обозначают следующие детали и узлы: 1 — предохранительный клапан второй ступени, 2 — корпус цилиндра, 3 — манометр первой ступени, 4 — головка цилиндра, 5 — воздушный входной фильтр, 6 — манометр второй ступени, 7 — маховик, 8 — шатун.

Принцип действия компрессора кратко заключается в следующем. Как указано на рис. 3.11, комбинированный (двухступенчатый) поршень находится в н.м.т., т.е. уже произошел процесс всасывания. Воздух поступил в надпоршневую полость 4 через входной фильтр 6 и комбинированный (всасывание и нагнетание) клапан 7 первой ступени.

При движении поршня вверх происходит сжатие воздуха в первой ступени и выталкивание его через тот же клапан 7 в трубчатый охладитель первой ступени и далее к комбинированному клапану 9 второй ступени. Происходит всасывание сжатого и охлажденного

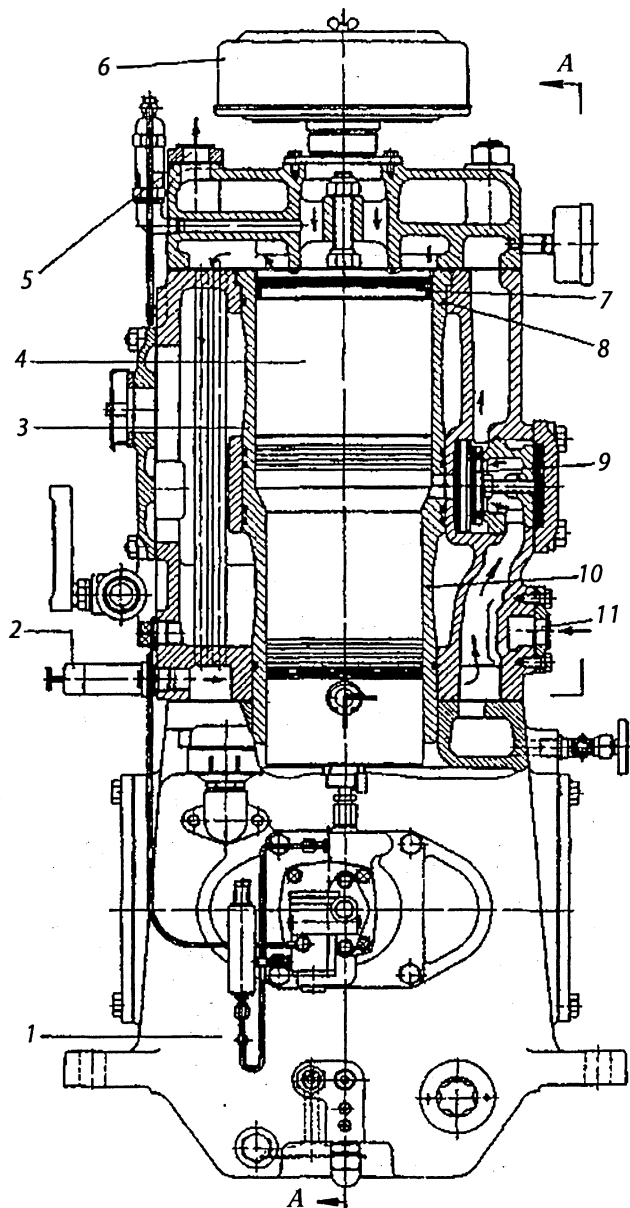


Рис. 3.11. Компрессор фирмы «Хатлапа» (разрез «А—А»)



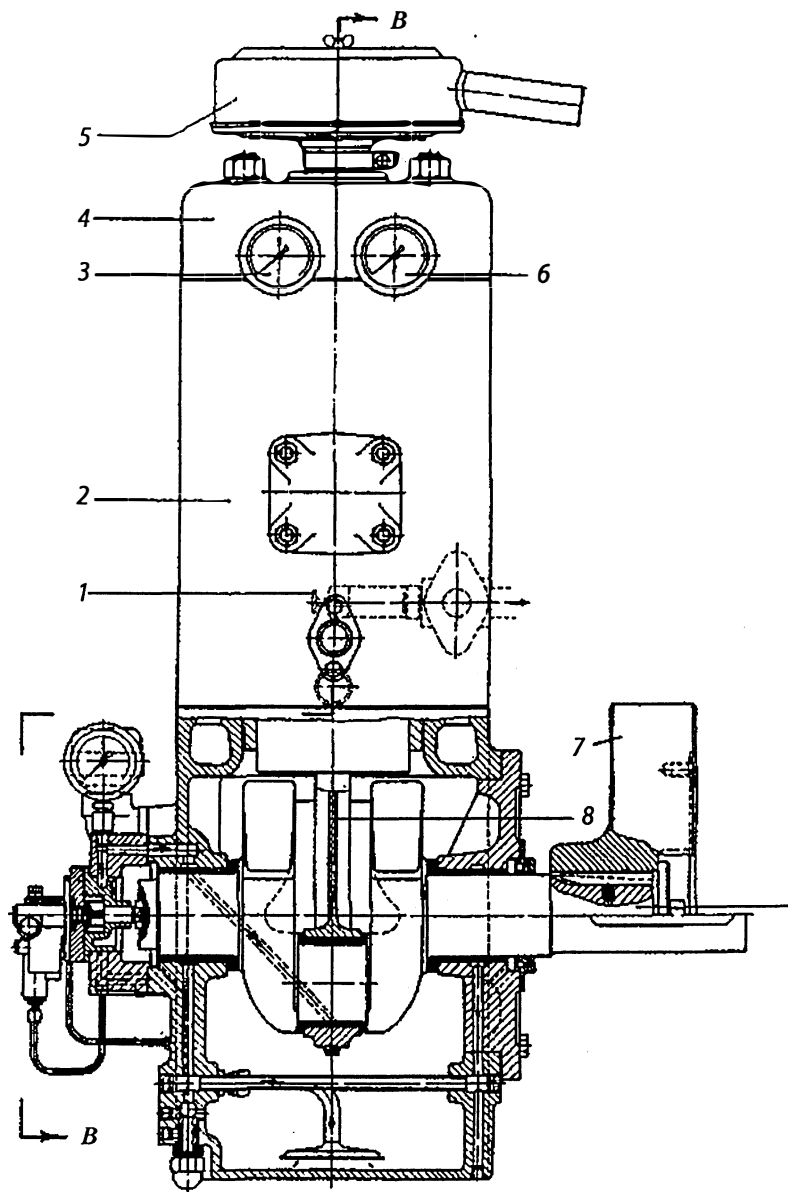


Рис. 3.12. Компрессор фирмы «Хатлапа» (разрез «В—В»)

воздуха во вторую ступень. Она представляет кольцевую полость под поршнем и увеличивается при движении поршня вверх. Поршневые кольца первой ступени предотвращают прорыв сжимаемого воздуха из первой ступени во вторую, а поршневые кольца второй ступени ограничивают попадание сжатого воздуха в картер.

Далее при движении поршня вниз происходит всасывание в полость 4 (первая ступень) и одновременно — сжатие воздуха во второй ступени (кольцевом подпоршневом пространстве). В конце этого хода сжатый воздух выталкивается через клапан 9 второй ступени в охладитель второй ступени (на рис. 3.11 не показан), а затем в воздушный баллон. Движение воздуха показано стрелками. Охлаждающая вода поступает через фланец 11, движется в зарубашечном пространстве компрессора противотоком направлению движения сжатого воздуха и выходит через фланец 5. Уплотнительные резиновые кольца О-образного сечения 8 предотвращают попадание воды в воздушное пространство и картер. Обе ступени сжатия предохраняются клапанами предельного давления 2 и 1 (см. рис. 3.12).

На рисунке 3.13 показана схема воздушной системы компрессора. Принцип ее работы заключается в следующем. Компрессор 1 подает сжатый воздух через масло-водоотделитель 2 и невозвратный клапан 3 в воздушный баллон 4. Компрессор охлаждается водой. Подача воды происходит по стрелке «А» через соленоидный клапан s4. Он открывается при пуске компрессора. Пуск и остановку компрессора обеспечивает реле давления e4. При остановке компрессора происходит разгрузка (дренаж) воздухоохладителей первой и второй ступеней по магистралям соответственно 9 и 10 с помощью соленоидных клапанов s1 и s2. Дренаж нагнетательного трубопровода осуществляется через масло-водоотделитель 2 с помощью соленоидного клапана s5. При этом невозвратный клапан 3 предотвращает обратный поток сжатого воздуха из баллона. Грязеуловители 8 защищают соленоидные клапаны. Воздушная система и компрессор имеют следующую защиту. На компрессоре установлены предохранительные клапаны первой и второй ступеней, а также разрывная диафрагма на водяной магистрали. Кроме того реле температуры e8 останавливает компрессор при превышении температуры охлаждающей воды. Специальное реле давления также остановит компрессор при пониженном давлении смазочного масла. Воздушный баллон 4 и система защищаются предохранительным клапаном 5. Клапан 7 служит для удаления из баллона 4 воды и осадков.

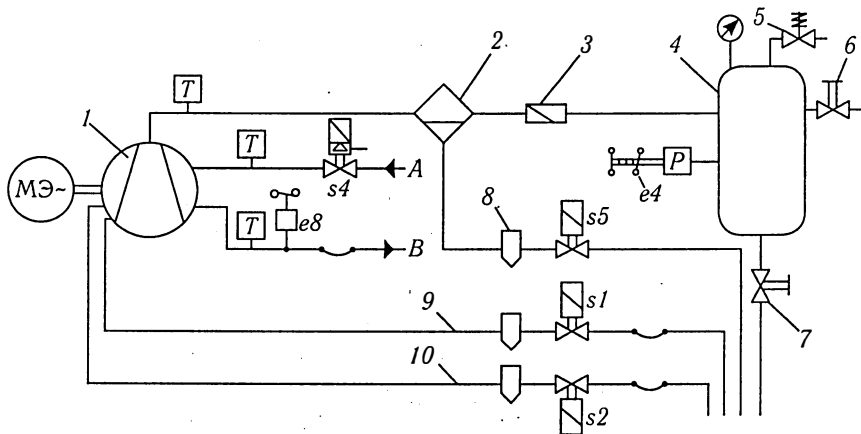


Рис. 3.13. Схема душной системы компрессора: 1 — двухступенчатый компрессор; 2 — масловодоотделитель; 3 — невозвратный клапан; 4 — воздушный баллон; 5 — предохранительный клапан; 6 — клапан расхода сжатого воздуха; 7 — клапан продувания; 8 — грязеуловитель; 9, 10 — линии разгрузки соответственно первой и второй ступени компрессора; s1, s2 и s5 — соленоидные дренажные клапаны; s4 — соленоидный клапан подачи охлаждающей воды; e4 — реле пуска и остановки компрессора по давлению в баллоне; e8 — реле остановки компрессора при превышении допустимой температуры охлаждающей воды; T — термометр; «А» и «В» — вход и выход охлаждающей воды

### 3.3.2. Техническое обслуживание компрессоров

Перед пуском компрессора необходимо выполнить следующие операции:

- проверить уровень масла в картере;
- открыть клапан подвода охлаждающей воды и убедиться в ее поступлении в компрессор по смотровому стеклу или воронке;
- открыть клапана разгрузки: охладителей первой и второй ступеней, а также нагнетательного трубопровода;
- открыть входной клапан на воздушном баллоне;
- проверить легкость хода вала от руки и направление его вращения согласно имеющейся стрелке.

Если компрессор включается впервые после длительной стоянки, то необходимо залить в каждый цилиндр около 10 см<sup>3</sup> масла.

В процессе работы компрессора следить за показаниями приборов. Выходная температура охлаждающей воды не должна превышать  $50^{\circ}\text{C}$ , а разность температур выхода и входа должна составлять  $10\text{—}15^{\circ}\text{C}$ . Увеличение этой разности будет свидетельствовать о плохой циркуляции воды или ее недостаточном количестве.

Смазка компрессора контролируется по манометру. Реле давления, выключающее компрессор при минимальном давлении, настраивается на  $0,08\text{—}0,1$  МПа. Минимальное давление масла при пуске нагретого компрессора составляет  $0,1$  МПа, а максимальное давление при пуске холодного компрессора — не более  $0,3$  МПа.

Смазка цилиндров компрессора осуществляется специальным насосом. При этом требуется  $1,0\text{—}1,5$  капли/мин на каждые  $100$  об/мин. Количество капель контролируется визуально с помощью каплеуказателя.

После остановки компрессора необходимо:

- разгрузить нагнетательный трубопровод;
- спустить воду из охладителей первой и второй ступеней и масло-водоохладителя.

При длительном хранении компрессора на складе (более трех месяцев) или его стоянке необходимо выполнить операции по антикоррозионной защите согласно имеющейся инструкции по эксплуатации.

В случае демонтажа поршня необходимо замерить в обеих ступенях мертвое пространство для его последующего восстановления. Для выполнения этого необходимо использовать отрезок свинцовой проволоки, который вводится через клапанное отверстие второй ступени на уступ поршня, а для первой ступени — на днище поршня. При однократном прокручивании компрессора проволока сдавливается, и ее толщина соответствует размеру мертвого пространства. Он должен быть равен  $0,8\text{—}1,2$  мм для первой ступени и  $0,7\text{—}1,0$  мм — для второй ступени.

При монтаже поршня необходимо соблюдать следующее:

- поршень, тщательно смазанный вместе с кольцами, вводить сверху. После ввода в цилиндр компрессионных колец первой ступени по первому скосу на втулке продвинуть поршень, нажимая на него, вниз до прилегания первого кольца второй ступени в зоне второго скоса;

- следить за смещением стыков колец. Стыки компрессионных колец должны находиться попеременно вне клапанных отверстий второй ступени. При этом обращать внимание на соосность поршневых колец относительно поршня;

— слегка нажимая на верхнее днище поршня и поворачивая его примерно на  $15^\circ$  налево и направо можно без труда ввести поршень на рабочую поверхность второй ступени по второму скосу. Эту операцию необходимо повторять до тех пор, пока последнее кольцо не войдет на рабочую поверхность цилиндра. При этом нельзя применять значительную силу. Если поршень при вводе станет зажимать, то необходимо снова вытянуть его и еще раз выровнять поршневые кольца, чтобы они равномерно выступали из поршня по всей окружности. В ином случае при вводе поршня возможна поломка маслосъемного кольца;

— компрессор прокрутить от руки и проверить легкость его хода.

Монтаж нового поршня должен производиться особенно тщательно. После этого компрессор должен проработать несколько часов под наблюдением специалиста.

При монтаже втулки цилиндра перепускные отверстия в зоне клапанов второй ступени должны совпадать друг с другом. Перед монтажом втулки пригоночные поверхности в блоке цилиндров необходимо смазать уплотняющей консистентной смазкой, чтобы втулка смогла войти в блок, не смещая уплотнительные резиновые кольца круглого сечения. Необходимо употреблять только такую смазку, которая не портит эти кольца. Ни в коем случае нельзя смазывать саму втулку, так как при ее вводе в блок смазка смещается к буртику и препятствует правильному прилеганию втулки к торцу блока.

Клапаны являются наиболее нагруженными деталями компрессора и поэтому требуют внимательного надзора и ухода. Необходимо соблюдать следующее:

— периодически очищать клапан. Допустимый срок работы без чистки зависит от условий эксплуатации;

— при чистке отдельных деталей клапанов (лучше всего после предварительного погружения в керосин) строго следить за тем, чтобы эта операция не приводила к повреждению деталей; в особенности это относится к уплотняющим поверхностям седел и к клапанным пластинам. Эти детали нельзя чистить наждачной шкуркой, так как это ухудшает качество притертых поверхностей. Поврежденные детали необходимо в каждом случае заменять новыми. При разборке и сборке клапанов строго следить за правильным положением отдельных деталей и порядком их сборки;

— накрепко затянуть гайку, т.к. ее отдача во время работы компрессора может привести к серьезным повреждениям машины;

— при установке клапанов в их гнезда употреблять только новые прокладки. Опасность отделения клапана от гнезда значительно больше у всасывающего клапана, чем у нагнетательного. Поэтому установку всасывающего клапана необходимо производить особенно тщательно;

— выбор подходящего смазочного масла особенно важен в компрессорах с высокой степенью сжатия. В ином случае на нагнетательных клапанах будет происходить преждевременное нагарообразование;

— при работающем компрессоре все клапаны являются источниками некоторого шума, определение и контроль которого возможен с помощью слуховой трубки или других средств, применяемых в практике. Механик, обслуживающий компрессор, в короткое время привыкает к характеру шума и, поэтому, становится способным по его изменению быстро обнаруживать неполадки, которые необходимо немедленно устранять.

Таблица 3.6

## Примерный график технического обслуживания компрессора

Вид Т. О.	Количество рабочих часов
Контроль и очистка всасывающих и нагнетательных клапанов	500
Проверка предохранительных клапанов	500
Очистка воздушного фильтра	500
Контроль затяжки болтов и гаек компрессора, в особенности болтов крышек клапанов и шатунов	500
Основательная промывка маслонасоса для смазки цилиндров керосином	1000
Проверка и очистка полостей для охлаждающей воды и труб холодильника. Контроль цинковых протекторов и при необходимости их замена	250
Периодический контроль всех подшипников даже без особой внешней причины	500
Смена масла	500
Чистка масляной сетки	250
Чистка маслонасоса	1000

### *Запасные детали*

Рекомендуется иметь в наличии определенное количество основных запасных деталей, чтобы быть в состоянии быстро устранять мелкие неполадки, возникающие вследствие естественного износа или непредвиденных обстоятельств. Это особенно важно в тех случаях, когда нет исправно действующих запасных компрессоров. Необходимо иметь следующие запасные детали:

- по одному комплекту клапанных пластин для 1-й и 2-й ступеней;
- по одному комплекту клапанных пружин для 1-й и 2-й ступеней;
- по одному комплекту поршневых колец, включая маслосъемное кольцо, для 1-й и 2-й ступеней;
- по одному комплекту уплотнительных колец для 1-й и 2-й ступеней;
- один комбинированный (всасывающий и нагнетательный) клапан для 1-й ступени;
- один всасывающий и один нагнетательный клапан для 2-й ступени;
- один подшипник шатуна;
- один поршень с пальцем и кольцами;
- один комплект подшипников коленчатого вала.

## **3.4. Компрессоры фирмы «Бурмейстер и Вайн»**

### **3.4.1. Конструктивные особенности компрессоров**

Эти электрокомпрессоры широко распространены на морских судах: вертикальные, двухступенчатые, двойного действия с приводом от электродвигателя. В таблице 3.7 приведены их технические характеристики.

На рис. 3.14 показан чертеж компрессора.

На рис. 3.15 показан этот же компрессор (разрез «А—А»).

Принцип действия компрессора аналогичен рассмотренным выше компрессорам. Он кратко заключается в следующем. При ходе поршня 3 вниз воздух поступает через входной фильтр 5 (см. рис. 3.14) и всасывающий клапан 7 в первую ступень компрессора. Далее при ходе поршня вверх воздух сжимается и подается через нагнетательный клапан 8 первой ступени в холодильник 9.

Таблица 3.7

## Технические характеристики компрессоров

Наименование показателя	Величина		
	ЭКП-70/25	ЭКП-210/25	ЭКП-280/25
Производительность, м <sup>3</sup> /ч	70	210	280
Количество цилиндров, шт	1	3	4
Конечное давление (после II ступени), МПа		2,5	
Давление после I ступени, МПа		0,52±0,2	
Температура воздуха после I ступени, °С		30	
Температура воздуха после II ступени, °С		25	
Температура охлаждающей воды на выходе из компрессора, °С		не более 40	
Перепад температур охлаждающей воды, °С		10-15	
Давление в масляной системе, МПа		не менее 0,1	
Максимальная температура масла, °С		не более 60	
Диаметр цилиндра I ступени, мм		130	
Диаметр цилиндра II ступени, мм		115	
Ход поршня, мм		120	
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	965	980	980
Мощность электродвигателя, кВт	19	52	70
Габаритные размеры компрессора (без электродвигателя):			
длина, мм	850	1080	1350
ширина, мм	650	650	650
высота, мм	1290	1130	1130
Масса сухого компрессора (без электродвигателя), кг	870	1115	1240

Охлажденный воздух поступает через всасывающий клапан 10 в цилиндр второй ступени. При очередном ходе поршня 3 вниз воздух сжимается до конечного давления и подается через нагнетательный клапан 1 в холодильник второй ступени. При этом же ходе вниз происходит процесс всасывания в первую ступень. Охлажденный воздух из холодильника второй ступени подается в воздушные баллоны.

Конструкция компрессоров отличается простотой и удобством в эксплуатации. Отметим некоторые особенности.



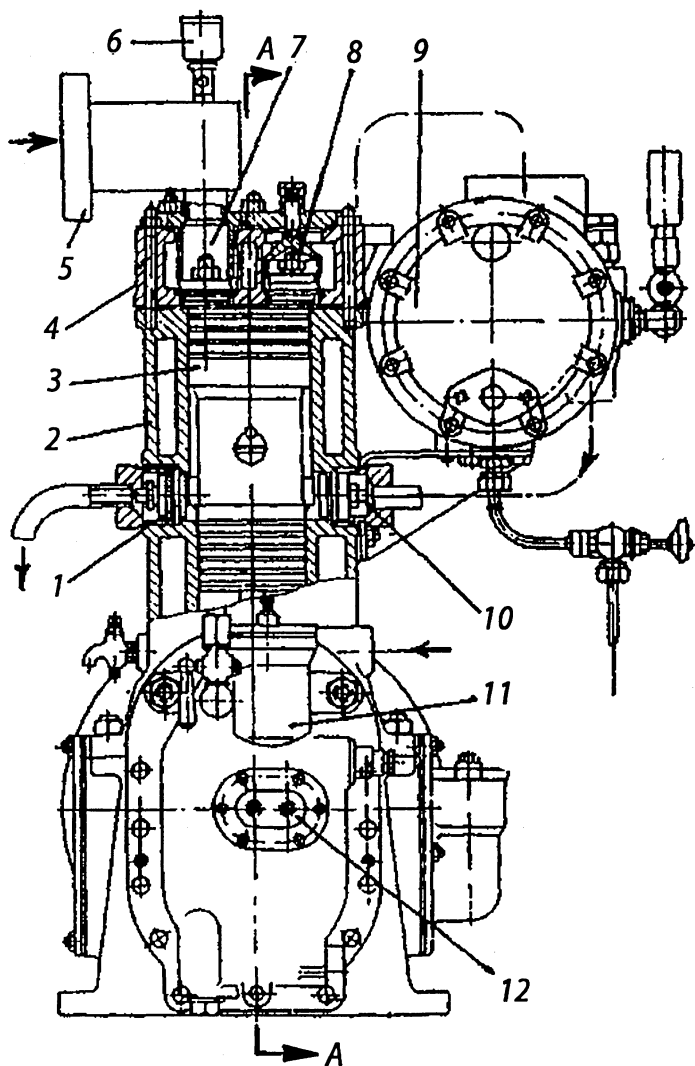


Рис. 3.14. Компрессор фирмы «Бурмейстер и Вайн»: 1 — нагнетательный клапан второй ступени, 2 — блок цилиндра, 3 — поршень, 4 — крышка цилиндра, 5 — входной воздушный фильтр, 6 — капельная масленка для смазки цилиндра первой ступени, 7 — всасывающий клапан первой ступени, 8 — нагнетательный клапан первой ступени, 9 — воздухоохладитель, 10 — всасывающий клапан второй ступени, 11 — масляный фильтр, 12 — масляный насос

Картер жесткий, причем жесткость его создается не только размерами и массивной основной конструкцией, но и тем, что плоскость соединения с блоком цилиндров расположена значительно выше оси коленчатого вала. Массивные литые крышки картера также увеличивают его жесткость. В продольном направлении жесткость повышается двумя горизонтальными анкерными связями, расположенными значительно выше оси мотыля, установленного в ВМТ.

Блок цилиндров 2 также массивный и жесткий, снабжен большими полостями—рубашками охлаждения, что позволяет хорошо охлаждать клапаны второй ступени 1 и 10.

Крышки цилиндров 4 круглые составные, имеют полости для отдельных всасывающего 7 и нагнетательного 8 клапанов и полости охлаждения. Клапаны первой ступени компрессора отдельно уплотнены специальной крышкой, которая не связана с полостями охлаждения и обеспечивает удобный осмотр и демонтаж клапанов.

На всасывающем фильтре с глушителем 5 установлена капельная маслянка 6 для смазки цилиндра. Смазка осуществляется только самотеком через рабочую полость цилиндра первой ступени. Принудительная смазка цилиндров отсутствует.

Коленчатый вал цельнокованый, имеет простые формы, без противовесов. С одного конца вала производится отбор мощности на шестеренный масляный насос 12, на другой конец на шпоночном соединении установлен маховик, служащий для соединения с приводным электродвигателем.

Шатун 2 (см. рис. 3.15) круглого сечения имеет сверление для подвода смазки к головному подшипнику 1. Своеобразна конструкция головного подшипника, имеющего увеличенную опорную поверхность за счет установки промежуточной втулки на палец. Это снижает удельные давления и, следовательно, улучшает условия смазки головного подшипника и его надежность.

Система циркуляционной смазки выполнена по типу «мокрый картер», т.е. основное количество циркуляционного масла находится в картере. На днище картера и в его крышке выполнена развитая система маслопроводов, в которых аккумулируется большое количество масла под давлением. Это положительно влияет на смазку подшипников при остановке компрессора, но отрицательно сказывается в период его пуска.

Все клапаны — кольцевого типа, одинаковых размеров, только ход пластины клапанов первой ступени составляет 1,5 мм, а второй

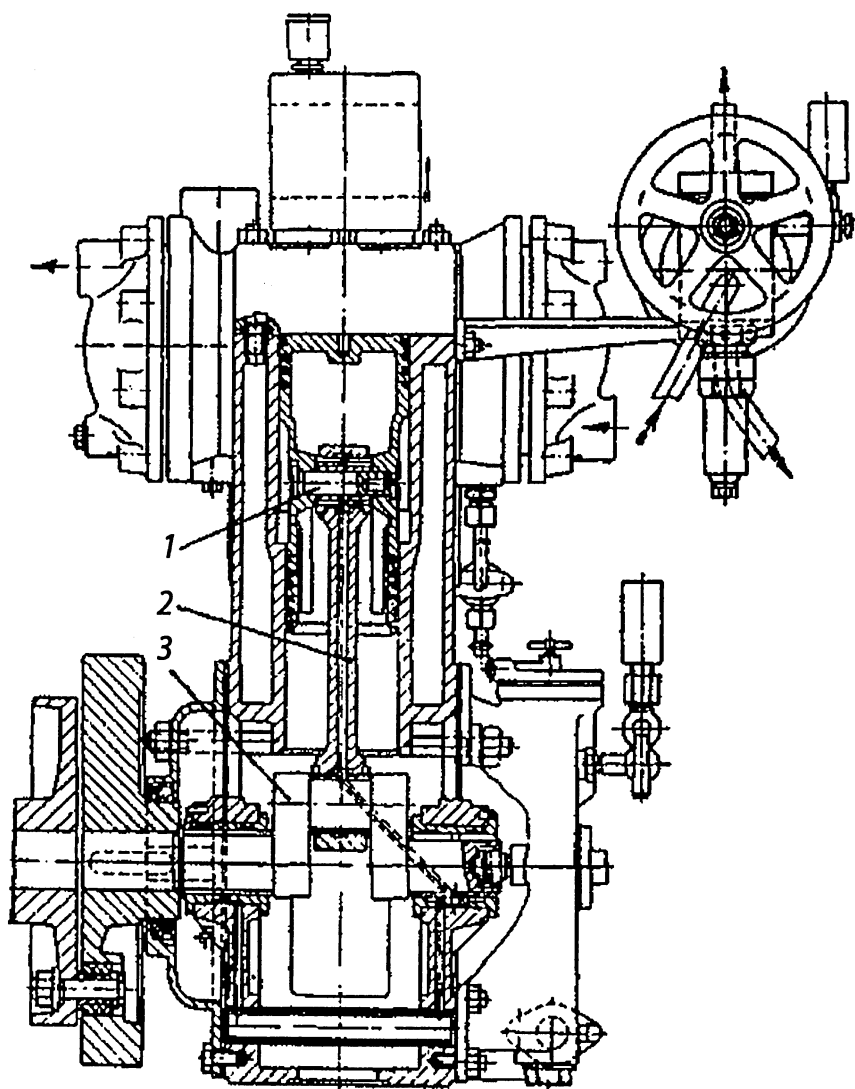


Рис. 3.15. Компрессор фирмы «Бурмейстер и Вайн» (разрез А—А):  
1 — головной подшипник; 2 — шатун; 3 — коленвал

ступени — 1,0 мм. Существенная особенность конструкции — наличие цилиндрической пружины из проволоки прямоугольного профиля. Это повышает надежность и моторесурс. Унификации деталей клапанов — высокая.

Холодильник первой ступени — трубчатый. Трубные решетки крепятся стяжными болтами. Воздушное пространство холодильника разделено на камеры турбулизирующими и направляющими пластинами, улучшающими теплоотдачу.

Холодильник второй ступени — змеевикового типа, что при больших давлениях воздуха обеспечивает большую надежность уплотнений и интенсивность теплообмена.

На рис. 3.16 показан поршень.

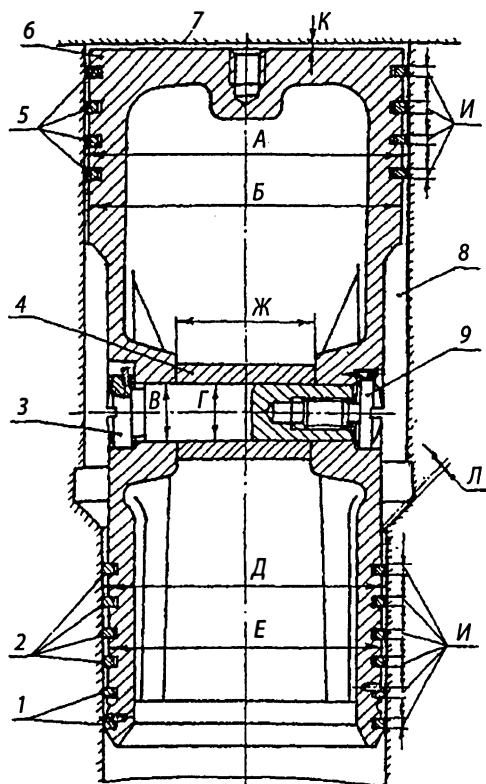


Рис. 3.16. Поршень: 1 — кольца маслосъемные, 2 — кольца поршневые, 3 — поршневой палец, 4 — втулка, 5 — кольца поршневые, 6 — поршень, 7 — крышка цилиндра, 8 — цилиндр, 9 — винт

Чертежи клапанов компрессора не показаны. Принцип их действия общеизвестен и не требует пояснений. Отметим только простоту их конструкций, унификацию деталей и надежность в эксплуатации.

### 3.4.2. Техническое обслуживание компрессоров

На рис. 3.16 обозначены основные соединения поршня: А, Б, В, Г, Д, Е, Ж, И, К, Л, а в таблице 3.8 указаны нормы зазоров и натягов между деталями этих соединений. Здесь: КР — капитальный ремонт, ТР — текущий ремонт.

Таблица 3.8

#### Нормы зазоров, мм

Обозначение соединения	Позиции сопрягаемых составных частей	Номинальный размер соединения	Зазор (+), натяг (-)		
			Установочный и допустимый после КР	Допустимый после ТР	Предельно допустимый в эксплуатации
А	$\frac{8}{5}$	Ø130	-0,10 +0,16	-	-
Б	$\frac{8}{6}$	$\frac{\text{Ø}130}{\text{Ø}129,9}$	+0,10 +0,26	+0,7	+0,8
В	$\frac{6}{3}$	Ø23	-0,02 +0,02	+0,04	-
Г	$\frac{4}{3}$	Ø23	-0,02 +0,02	-	-
Д	$\frac{8}{1; 2}$	Ø115	-0,10 +0,15	-	-
Е	$\frac{8}{6}$	$\frac{\text{Ø}115}{\text{Ø}114,9}$	+0,10 +0,25	+0,7	+0,8
Ж	$\frac{6}{4}$	55	-0,03 +0,03	-	-
И	$\frac{6}{1; 2; 5}$	4	+0,07 +0,11	+0,15	+0,20
К	$\frac{7}{6}$	Высота камеры сжатия НД	1,4±0,6	1,4±0,6	-
Л	$\frac{8}{6}$	Высота камеры сжатия ВД	+1,0 +2,5	+1,0 +2,5	-
-	-	Зазор в замке уплотнительных и маслосъемных колец	+0,3 +0,5	+1,5	+2,0

В процессе эксплуатации возникают различные неисправности, которые необходимо устранять. Основные неисправности и способы их устранения приведены в работе [57].

Результаты ремонта всех деталей нормируются определенными техническими требованиями.

К отремонтированным клапанам предъявляются следующие требования:

— уплотнительные поверхности седла и пластины должны быть притерты до получения сплошной матовой поверхности. Качество притирки должно быть проверено наливом керосина в течение 5 минут. Пропуски керосина не допускаются, но возможно его просачивание в виде отдельных капель в количестве не более 3-х в минуту;

— уплотнительная поверхность бурта седла клапана, сопрягаемая с крышкой цилиндра, должна быть притерта до получения сплошной матовой поверхности. Качество притирки должно быть проверено наливом керосина в крышку цилиндра со стороны упора клапана в течение 5 минут. Пропуск керосина не допускается.

### **3.5. Опыт эксплуатации воздушных компрессоров**

Опыт эксплуатации судовых технических средств «собирается по крупицам». Он имеет неоценимое познавательное значение. Настоящий параграф написан старшим механиком В. И. Скомороховым на основе его личного многолетнего опыта [57]. В этом же источнике изложен опыт эксплуатации газотурбоагрегатов.

На мировом флоте широкое распространение получили компрессоры разных фирм: В&W (Дания), Reavel (Англия) и другие. Они были рассмотрены выше. Оценим опыт их эксплуатации.

Компрессоры Reavel были установлены на 2-х из шести судов ЧМП иностранной постройки, а также устанавливались на всех судах отечественной постройки, поставляемых на экспорт. Имея 12-летний опыт их эксплуатации, считаем их более надежными по сравнению с другими компрессорами.

Компрессоры В&W устанавливались на всех судах отечественной постройки. Сначала фирменные на судах типа «Полтава» (Бежица), затем построенные по лицензии.

Компрессоры ЭКП 210/25 обычно устанавливают на судах по 2 и 3 штуки 3-х и 4-х цилиндрического исполнения и один одноцилиндровый,

как аварийный. В настоящее время еще много бывших судов ЧМП работают в различных компаниях за рубежом.

Названные компрессоры обладают рядом существенных недостатков. Назовем их.

Смазка цилиндров осуществляется капельными масленками, которые должны регулироваться на подачу 1—2 капли в минуту. Это сложно выполнять, т.к. компрессоры расположены далеко от поста управления ГД. Вследствие этого они работают фактически «безнадзорно», в основном на маневрах. Подача масла зависит от изменения его температуры в масленках, а также от вибрации. Зачастую маслоподача завышена, поэтому происходит интенсивное нагарообразование на клапанах. Это вызывает неплотность клапанов, перегрев всасывающих трубок 2-й ступени, перегрев крышек цилиндров, потерю производительности. Возникает даже дым на крышках цилиндров, поэтому приходится компрессор срочно останавливать и заменять комплект клапанов.

Производительность ЭКП зависит от плотности заглушек в бобышках поршневого пальца, а также от плотности посадки самого пальца в этих бобышках. Заглушки часто приотдаются и сжатый воздух из цилиндра 2-й ступени через поршень попадает в картер, что можно определить по выходу паров масла из вестовой трубы. Такой же эффект возникает при выработке или поломке поршневых колец. Нередко были случаи, когда заглушки, приотдаваясь, сначала задирали цилиндр 2-й ступени, а затем полностью отдавались и попадали в цилиндр, вредное пространство которого равно примерно 2 мм. В этом случае на поршне образуется вмятина, а в блоке цилиндров — дыра в зарубашечное пространство. Забортная вода заполняет компрессор. Блок цилиндра подлежит замене, мотылевые болты — требуют дефектоскопии и возможно замены. Такой аварийный случай сопровождается мощным стуком.

Компрессоры охлаждаются забортной водой. При этом часто забивается шламом отверстие перехода охлаждающей воды из цилиндра в крышки. Это можно проверить ощупыванием выходных трубок от крышек цилиндров, они перегреваются. Требуется разборка, очистка, промывка.

Нажимные болты проставок, прижимающих корпуса клапанов к посадочным местам в крышках цилиндров, могут приотдаваться. Это определяется прощупыванием головок болтов при подносе ветоши к сеткам всасывающих клапанов 1-й ступени. Если ветошь притягивается, это указывает на плотность и целостность пластин

клапана и то, что он прижат к гнезду. В противном случае возможно образование трещин в нижней половине корпуса клапана 1-й ступени, вследствие чего он разрушается и попадает в цилиндр. При этом раздается сильный стук и разрушение компрессора.

При техническом использовании и обслуживании этих компрессоров следует выполнять следующие основные операции.

После запуска компрессора необходимо:

— убедиться, что давление масла нормальное, если его нет — остановить компрессор, открыть крышку масляного фильтра и залить маслом;

— прощупать прижимные болты корпусов клапанов в крышках;

— проверить работу всасывающих клапанов, приложив к ним чистую ветошь;

— прощупывать трубки отходящей воды от крышек цилиндров и трубки всасывания клапанов 2-й ступени;

— всегда иметь не менее одного полного запасного комплекта клапанов (с нормальной высотой подъема пластин);

— при работе компрессоров (на маневрах) изыскивать возможность постоянного наблюдения за ними, что проблематично в связи с сокращенным экипажем и расположением компрессоров далеко от ПУ ГД на другой платформе или на противоположном борту. На автоматизированных судах контролировать работу компрессоров можно только по сигнализаторам;

— использовать только рекомендованные компрессорные масла;

Приведем некоторые аварийные случаи с поршневыми компрессорами разных фирм.

1. В 3-х ступенчатом компрессоре с дифференциальным поршнем (2-х стороннего действия) все три трубчатых охладителя воздуха вставлены в общий чугунный корпус. Нагнетательные клапаны 2-й ступени и всасывающий 3-й ступени оказались неплотными. Труба между ними нагрелась до вишневого цвета. Произошел взрыв паров масла, т.к. цилиндры компрессора смазывались лубрикаторм. При этом разорвало несколько трубок холодильника и вырвало стенку  $1,0 \times 1,5$  м в общем корпусе холодильника. Разрыв предохранительной резиновой мембраны не предотвратил аварию.

2. На судне с СОД и ВРШ установлены два одноцилиндровых ЭКП 2-х стороннего действия «Хамворти» ( $P = 3,5$  МПа). Смазка цилиндров 1-ой и 2-ой ступеней барботажная. Производительность компрессоров  $40 \text{ м}^3$ . Компрессоры работали в автоматическом режиме (судно А2). Производительность одного компрессора



часто уменьшалась, поэтому включался второй компрессор. Для предотвращения этого недостатка в течение гарантийного срока (12 месяцев) неоднократно меняли выработанные компрессионные кольца и один раз даже блоки цилиндров. В гарантийном ремонте (во Франции) вновь полностью заменили блоки цилиндров, поршни и кольца новыми. Однако в рейсе недостатки начали повторяться снова. Было решено, что причиной является недостаточная смазка цилиндров, поэтому стали 2 раза в течение суток снимать один клапан на крышке цилиндра и дополнительно заливать по 100—150 см<sup>3</sup> масла. Радикального результата опять не получили. После этого сняли по одному из 2-х маслосъемных колец. ЭКП стали работать значительно лучше.

3. Во время работы ЭКП 2-х стороннего действия возникли сильные стуки. При вскрытии в картере обнаружили много воды. Сняли крышку, подняли поршень: заглушка в бобышке под поршневой палец отсутствует, произошел задир цилиндра 2-й ступени. На днище цилиндра 2-й ступени образовалась сквозная дыра в зарубашечное пространство, диаметр которой соответствует заглушке. Вынуждены были заменить поршень и блок цилиндра.

Такой случай можно предупредить только регулярным осмотром заглушек при ревизии клапанов 2-ой ступени. Следует иметь в виду, что до выпадения заглушки в цилиндр 2-й ступени возникает задир цилиндра приотдавшейся заглушкой, поэтому происходит прорыв воздуха из цилиндра в картер и из вестовой трубы картера значительно усиливается выход паров масла.

4. На ЭКП «Сперре» вместо заглушек установлены с двух сторон поршневого пальца кольцевые стопоры «Зегера». На ЭКП малой производительности (20 м<sup>3</sup>/час — один цилиндр) эти стопоры ставят через пролеты клапанов 2-й ступени. Они имеют малый диаметр и специальные щипцы не проходят, поэтому недостаточно квалифицированный персонал иногда устанавливает кольца неправильно, в результате чего они выпадают в цилиндр 2-й ступени, а палец задирает цилиндр. При этом из вестовой трубы картера резко усиливается выброс паров масла.

5. В ЭКП «Бурмейстер и Вайн» с двухсторонним поршнем пластинчатые клапаны (в сборе после ремонта) устанавливают в пролет корпусом на гнездо. Затем сверху клапана устанавливают прижимную скобу. Пролет закрывают квадратной крышкой и прижимают гайками на 4-х шпильках. По центру крышки заворачивается болт с контргайкой, он зажимает скобу клапана. Если прижимной болт

в работе приотдается, то чугунный корпус клапана начинает стучать по гнезду в крышке цилиндра. Затем он раскалывается и крупные осколки падают в цилиндр 1-й ступени. Раздаются сильные стуки. После остановки и осмотра ЭКП обнаружили, что один из 4-х цилиндров стал выше остальных примерно на 80 мм. Лапы блока цилиндра, через которые проходят с двух сторон стяжные связи, оборваны. Шатун оборвался, выбил кусок картера, согнул масляный коллектор, деформировал блок цилиндра и коллекторы, а также повредил водяные и воздушные трубы. Для восстановления ЭКП пришлось заменить: блок цилиндра, поршень, шатун с мотылевым подшипником, а также изготовили и заменили стяжные связи цилиндров, а также крышку цилиндра. Сваркой и Девконом «А» произвели ремонт картера. Произвели рихтовку труб. ЭКП был восстановлен.

Предупредить такую аварию можно периодическим ощупыванием прижимных болтов на крышках клапанов. При появлении ударов ЭКП надо остановить, осмотреть клапаны и при необходимости переустановить их заново.

6. При работе ЭКП раздавался равномерный металлический стук. Остановили компрессор и осмотрели клапана на крышке, замерыли вредные пространства, произвели осмотр деталей движения — неисправностей не обнаружили. При проворачивании ЭКП рычагом — заеданий не было. Причиной оказалось ослабление посадки маховика на шпонке вала. После замены шпонки ЭКП стал работать нормально.

### **3.6. Требования Регистра к воздушным компрессорам и системам**

#### **3.6.1. Компрессоры**

Число основных компрессоров на судах неограниченного района плавания должно быть не менее двух, один из которых может быть навешенным. Общая подача основных компрессоров должна быть достаточной для заполнения в течение одного часа воздухохранителей главных двигателей, начиная от атмосферного давления до давления, необходимого для выполнения требуемого числа пусков и маневров. Подача основных компрессоров должна быть приблизительно равна. Подача компрессоров с независимым приводом должна быть

не менее, чем 50% требуемой подачи всех основных компрессоров, но не менее расхода воздуха на тифон.

Для судов с категорией ледового усиления УЛА с реверсивными двигателями и на ледоколах число и подача компрессоров являются в каждом случае предметом специального рассмотрения Регистром.

На судах ограниченного района плавания III с реверсивными главными двигателями допускается установка одного компрессора с независимым приводом, а на судах с неревверсивными главными двигателями — одного навешенного компрессора.

На судах неограниченного района плавания, главные и вспомогательные двигатели которых пускаются сжатым воздухом, должно быть предусмотрено устройство, обеспечивающее возможность пуска основных пусковых компрессоров в течение не более 1 ч. Для этой цели может применяться ручной компрессор или дизель-компрессор с ручным пуском двигателя, заполняющие отдельный воздухохранитель вместимостью, достаточной для трехкратного пуска одного из дизель-генераторов или одного из основных компрессоров, если он приводится в действие двигателем внутреннего сгорания.

Отдельный воздухохранитель может не устанавливаться, если дизель-компрессор или ручной компрессор может заполнить в указанный период времени наименьший из воздухохранителей.

При возможности питания от аварийного дизель-генератора электродвигателя компрессора, который может заполнить один из указанных в настоящем пункте воздухохранителей, установка такого устройства может не предусматриваться.

Приемные патрубки компрессоров должны быть снабжены фильтрами.

Компрессоры должны быть, спроектированы таким образом, чтобы температура воздуха на выходе из воздухоохладителя была не более 90°C.

Охлаждающие полости компрессоров должны быть оборудованы спускными устройствами.

На каждой ступени компрессора или непосредственно после нее должен быть установлен предохранительный клапан, не допускающий повышения давления в ступени более 1,1 расчетного при закрытом клапане на нагнетательном трубопроводе.

Конструкция клапана должна исключать возможность его регулирования или отключения после установки на компрессор.

Картеры компрессоров объемом более 0,5 м<sup>3</sup> должны быть оборудованы предохранительными клапанами.

На нагнетательном патрубке непосредственно за компрессором должен быть установлен плавкий предохранитель или сигнальное устройство, срабатывающее при температуре воздуха, превышающей 120°C.

Корпуса охладителей должны быть снабжены предохранительными устройствами, обеспечивающими свободный выход воздуха в случае разрыва трубок.

За каждой ступенью компрессора должен быть установлен манометр.

На напорном патрубке непосредственно за компрессором должна быть предусмотрена возможность замера температуры воздуха.

Оборудование навешенных компрессоров контрольно-измерительными приборами является в каждом случае предметом специального рассмотрения Регистром.

### 3.6.2. Воздухохранители (воздушные баллоны)

Система сжатого воздуха главных двигателей должна обеспечивать одновременный пуск и реверсирование всех главных двигателей.

Общий запас сжатого воздуха для главных двигателей и действия систем управления двигателями должен храниться не менее чем в двух воздухохранителях или в двух группах воздухохранителей, установленных так, чтобы пользование ими могло быть независимым; при этом в каждом из этих двух воздухохранителей или в каждой группе воздухохранителей должен храниться запас сжатого воздуха в количестве не менее половины общего запаса.

На судах ограниченных районов плавания II и III, если применяется электротифон, допускается установка одного воздухохранителя.

Общий запас сжатого воздуха во всех воздухохранителях, предназначенный для пуска и реверсирования главных двигателей, должен обеспечивать не менее 12 пусков попеременно на передний и задний ход каждого двигателя, подготовленного к действию, но не работавшего, а также действие систем управления двигателями.

Для судов с категорией ледового усиления УЛА и ледоколов общий запас пускового воздуха является в каждом случае предметом специального рассмотрения Регистром.

Общий запас сжатого воздуха для пуска главных двигателей, соединенных с винтом регулируемого шага или с другими механизмами, обеспечивающими возможность пуска двигателя без нагрузки,

должен быть достаточным для выполнения не менее чем, шести пусков каждого двигателя, подготовленного к действию, но не работавшего, а при наличии более двух двигателей — не менее трех пусков каждого двигателя. При этом должна обеспечиваться также работа систем управления двигателями.

Для пуска вспомогательных двигателей должен быть предусмотрен по крайней мере один воздухохранитель вместимостью, достаточной для выполнения шести пусков подготовленного к действию одного двигателя наибольшей мощности.

По особому согласованию с Регистром такой воздухохранитель может не устанавливаться.

При наличии одного такого воздухохранителя должна предусматриваться возможность пуска вспомогательных двигателей от одного воздухохранителя или одной группы воздухохранителей главных двигателей.

Допускается использование запаса пускового воздуха из одного воздухохранителя или одной группы воздухохранителей главных двигателей для работы тифона и на хозяйственные нужды. Это допускается при условии увеличения вместимости воздухохранителя на величину, предусмотренную ниже для специального воздухохранителя тифона или при наличии автоматической подкачки воздухохранителя или сигнализации, включающихся при падении давления в воздухохранителе не более чем на 0,49 МПа ниже рабочего.

При установке специального воздухохранителя для тифона его вместимость должна определяться из условия непрерывного действия тифона в течение 2 мин; при этом часовая подача компрессора должна быть не менее требуемой для непрерывного действия тифона в течение 8 мин.

Если устанавливается воздухохранитель, предназначенный для действия тифона и использования его для хозяйственных нужд, вместимость его должна быть увеличена по сравнению с расчетной для тифона; при этом должна быть предусмотрена автоматическая подкачка воздухохранителя или сигнализация, включающиеся, когда в воздухохранителе сохраняется требуемый только для тифона запас воздуха.

На судах, имеющих знак автоматизации, заполнение воздухохранителей пускового воздуха и систем автоматизации должно производиться компрессором, имеющим дистанционное из ЦПУ или автоматическое управление. При понижении давления в воздухохранителях должен обеспечиваться автоматический пуск

компрессора, а при недостаточной его подаче или выходе его из строя автоматический пуск резервного компрессора. В компрессорах должно быть предусмотрено автоматическое удаление воды и масла.

Воздухохранители вспомогательных двигателей допускается пополнять воздухом из воздухохранителей главных двигателей; при этом должна исключаться возможность перепуска воздуха в обратном направлении.

При применении системы сжатого воздуха в качестве одного из средств пуска аварийного дизель-генератора, в помещении аварийного дизель-генератора должен располагаться воздухохранитель вместимостью, достаточной на три пуска аварийного дизель-генератора. Заполнение этого воздухохранителя может быть произведено от воздухохранителей, предназначенных для пуска главных или вспомогательных двигателей, через невозвратный клапан, установленный внутри помещения аварийного дизель-генератора, или от электрокомпрессора, питаемого от аварийного распределительного щита.

Если для пуска аварийного дизель-генератора на судне используется только система сжатого воздуха, должно быть предусмотрено два воздухохранителя каждый вместимостью, достаточной на три пуска.

### 3.6.3. Трубопроводы

Трубопроводы, предназначенные для наполнения воздухохранителей, должны быть подведены непосредственно от компрессоров к воздушным баллонам и должны быть полностью отделены от пусковых трубопроводов.

Каждый из пусковых воздухохранителей должен иметь возможность заполнения от каждого основного компрессора.

На трубопроводе после каждого компрессора должны быть установлены невозвратно-запорные клапаны.

На трубопроводе, подающем воздух к каждому двигателю, перед его пусковым клапаном должен быть установлен невозвратный клапан.

Если в конструкции двигателя предусматриваются устройства, предотвращающие распространение взрыва, установка такого клапана необязательна.

Температура воздуха или сжатых газов, поступающих в воздухохранитель, не должна превышать 90°C. В необходимых случаях должны быть предусмотрены соответствующие охладители.

Трубопроводы должны прокладываться по возможности прямолинейно с небольшим уклоном для спуска воды.

Трубопроводы не должны иметь уклона в направлении главного пускового клапана двигателя.

На трубопроводах между компрессорами и воздухохранителями должны быть предусмотрены устройства для удаления воды и масла, если они отсутствуют на самих компрессорах.

Если от предохранительных клапанов и плавких предохранителей, установленных на воздухохранителях, сжатый воздух выводится вне машинного отделения, поперечное сечение трубопроводов должно быть не менее двукратного сечения предохранительных клапанов или плавких предохранителей; на трубопроводах должны быть предусмотрены устройства для удаления воды.

Пневматические звуковые приводы авральной сигнализации должны быть подключены к баллонам пускового воздуха через отдельные трубопроводы.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Изобразите схему и объясните работу воздушного двухступенчатого компрессора одностороннего действия.
2. Изобразите схему и объясните работу воздушного двухступенчатого компрессора двухстороннего действия.
3. Назовите технические характеристики воздушных компрессоров одной из фирм.
4. Назовите основные потребители сжатого воздуха на судне.
5. Каковы общие конструктивные особенности воздушного двухступенчатого компрессора (например, фирмы «Хамворти»)?
6. Как обеспечивается смазка воздушного компрессора?
7. Назовите основные приборы и устройства, установленные на воздушном компрессоре.
8. Объясните работу конденсатоуловителя: назначение, принцип работы и место установки.
9. Как устроена система сжатого воздуха? Какие требования Регистра предъявляются к ней?
10. Какие требования техники безопасности должны обеспечиваться при обслуживании воздушных компрессоров?
11. Что следует выполнить перед запуском компрессора?
12. Что необходимо выполнить при остановке компрессора?

13. Объясните работу двухступенчатого компрессора фирмы «Хатлапа».

14. Назовите приборы и устройства, обеспечивающие безаварийную автоматическую работу воздушной системы компрессоров. Поясните принцип их действия.

15. Назовите конструктивные особенности и поясните принцип действия воздушного двухступенчатого компрессора фирмы «Бурмейстер и Вайн».



## Глава 4. СЕПАРАТОРЫ ТОПЛИВА И МАСЛА

### 4.1. Общие сведения

В настоящее время на судах мирового флота наиболее распространены судовые дизельные установки, работающие на тяжелых сортах топлива (мазутах).

В процессе хранения топлива на судне оно обводняется и загрязняется механическими примесями (частицы песка, пыли, железной окалины) и в силу этого ухудшаются его характеристики.

Использование топлива с большим содержанием механических примесей приводит к загрязнению форсунок, большому износу плунжерных пар топливных насосов, износу цилиндра — поршневой группы.

Для безаварийной и эффективной работы судовых дизелей при использовании тяжелых сортов топлива (мазута вязкостью до 700 сСт.) необходимо особое внимание к его очистке.

На судне используются три способа очистки тяжелого топлива.

Первый способ — отстой в отстойной цистерне в течение 20—22 часов. За это время тяжелые частицы и вода оседают на дне отстойной цистерны с последующим удалением через спускной кран.

Второй способ (наиболее эффективный) — сепарирование топлива с помощью центробежного сепаратора, где происходит отделение посторонних частиц и воды от топлива и их удаление за счет разности плотностей компонентов, содержащихся в топливе, с помощью центробежных сил.

Третий способ — фильтрация. Отсепарированное топливо из расходной цистерны топливоподкачивающим насосом под давлением (0,4—0,6) МПа пропускается через топливный фильтр и после него подается к топливным насосам дизеля.

Рассмотрим работу сепаратора тарельчатого типа. На рис. 4.1 приведена схема барабана — кларификатора и стрелками показано движение топлива. Неочищенное топливо по центральному каналу 3 непрерывно подается во вращающийся барабан 7. Далее оно поступает к периферии барабана, протекает между тарелками 1 и отводится через кольцевой канал кларификаторной насадки 2, как показано стрелками. Загрязняющие топливо примеси под действием центробежной силы осаждаются на внутренних стенках барабана 7 и на концевых поверхностях тарелок 1.

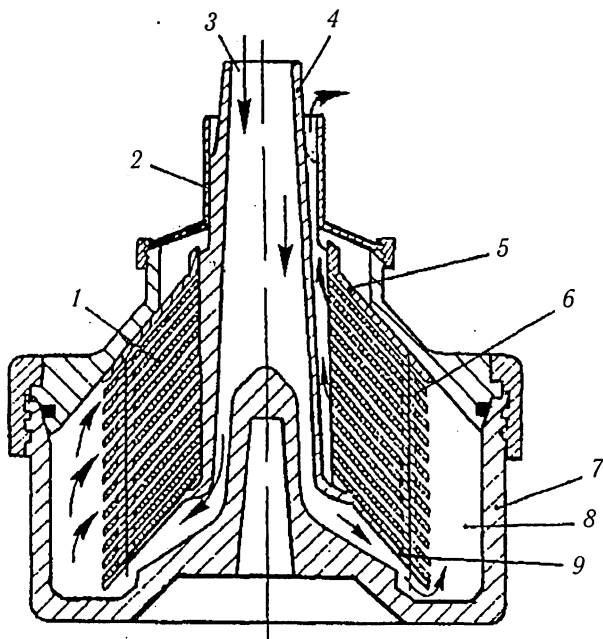


Рис. 4.1. Схема барабана — кларификатора: 1 — пакет тарелок барабана; 2 — кларификаторная насадка; 3 — центральный канал; 4 — тарелкодержатель; 5 — верхняя защитная тарелка; 6 — каналы в тарелках (образованные отверстиями в тарелках); 7 — барабан; 8 — шламовая камера; 9 — нижняя сплошная тарелка

Если в сепарируемом топливе имеется вода, то она, выделяясь вместе с механическими примесями, заполнит весь грязевой объем 8 барабана, образовав гидравлический затвор, который перекроет путь поступления топлива в межтарелочное пространство 1. По этой причине неочищенное топливо заполнит канал 3 в тарелкодержателе 4 и начнет выливаться из патрубка переполнения. Процесс сепарирования прекращается.

Поэтому при сепарировании обводненных сортов топлива необходимо обеспечить непрерывный отвод из барабана выделяющейся воды.

С этой целью стандартный барабан собирают как пурификатор, схема которого представлена на рис. 4.2.

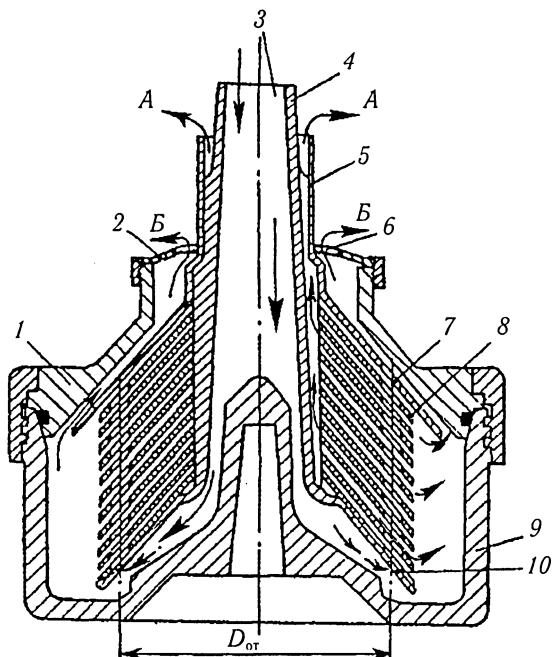


Рис. 4.2. Схема барабана — пурификатора: 1 — крышка барабана; 2 — регулировочная шайба; 3 — центральный канал; 4 — тарелкодержатель; 5 — патрубок для выхода топлива; 6 — отверстие в регулировочной шайбе; 7 — разделительная тарелка; 8 — тарелки сепаратора; 9 — барабан; 10 — отверстия в нижней тарелке

При такой сборке заменяют верхнюю защитную тарелку 5 и кларификаторную насадку 2 (см. рис. 4.1) на регулировочную шайбу 2 и разделительную тарелку 7 (см. рис. 4.2). Также меняют нижнюю сплошную тарелку 9 без отверстий (рис. 4.1) на тарелку 10 (см. рис. 4.2), которая имеет отверстия по окружности.

В период пуска сепаратора (для предупреждения выхода неочищенного топлива через отверстие 6 регулировочной шайбы 2) во вращающийся барабан предварительно заливают воду для образования гидравлического затвора. Только после этого можно подавать топливо, которое через тарелкодержатель 3 поступит в каналы 10, имеющиеся в нижней и других тарелках 8, и будет распределяться по межтарелочным пространствам.

Под действием центробежных сил вода, как более тяжелая составляющая, отбрасывается к периферии барабана 9, смешивается с водой гидравлического затвора и отводится через кольцевое отверстие 6 регулировочной шайбы 2 (по стрелке Б), а топливо, как более легкая часть, оттесняется к центру барабана и отводится через патрубок 5 разделительной тарелки 7 по стрелке А.

При установившемся процессе сепарирования в барабане создается так называемый «нейтральный слой» — условная цилиндрическая поверхность раздела фаз топлива и воды. Обычно диаметр этой поверхности должен быть примерно равен диаметру  $D_{от}$  расположенных отверстий 10 в дисках 8, однако он может быть и меньше, и больше  $D_{от}$ , т.е. «нейтральный слой» может смещаться или к центру барабана 9, или к его периферии.

В обоих случаях возможны отрицательные последствия. В первом — уменьшается сепарирующая поверхность тарелок барабана (снижается эффективность работы) и увеличивается содержание воды в чистом топливе. Во втором случае возможна потеря топлива, т.е. его попадание в отсепарированную воду.

Положение «нейтрального слоя» зависит от гидродинамического равновесия трех потоков: поступающего топлива и выходящих потоков чистого топлива и воды. Необходимое равновесие достигается регулированием одного потока — отсепарированной воды — с помощью подбора регулировочной сменной шайбы 2. К сепаратору прилагается комплект таких шайб. Они отличаются разными диаметрами выходных отверстий  $D_{ш}$ .

В качестве иллюстраций к сказанному на рис. 4.3 показана схема расположения «нейтрального слоя» при правильно подобранной регулировочной шайбе. «Нейтральный слой» располагается вблизи цилиндрической поверхности с диаметром отверстий, т.е.  $D_{нс} \approx D_{от}$ .

При малом диаметре  $D_{ш}$  регулировочной шайбы «нейтральный слой» смещается к оси вращения. Вода заполняет часть сепарирующей поверхности тарелок и частично попадает в чистое топливо. Этот отрицательный эффект определяют в эксплуатации по запотеванию смотрового стекла. В таком случае необходима остановка сепаратора и замена регулировочной шайбы на больший размер.

При излишне большом диаметре регулировочной шайбы «нейтральный слой» смещается к периферии барабана. Его диаметр  $D_{нс}$  становится равным наружному диаметру  $D_1$  разделительной тарелки. При этом происходит перелив топлива вместе с отсепарированной водой. Это явление замечают в эксплуатации через смотровое

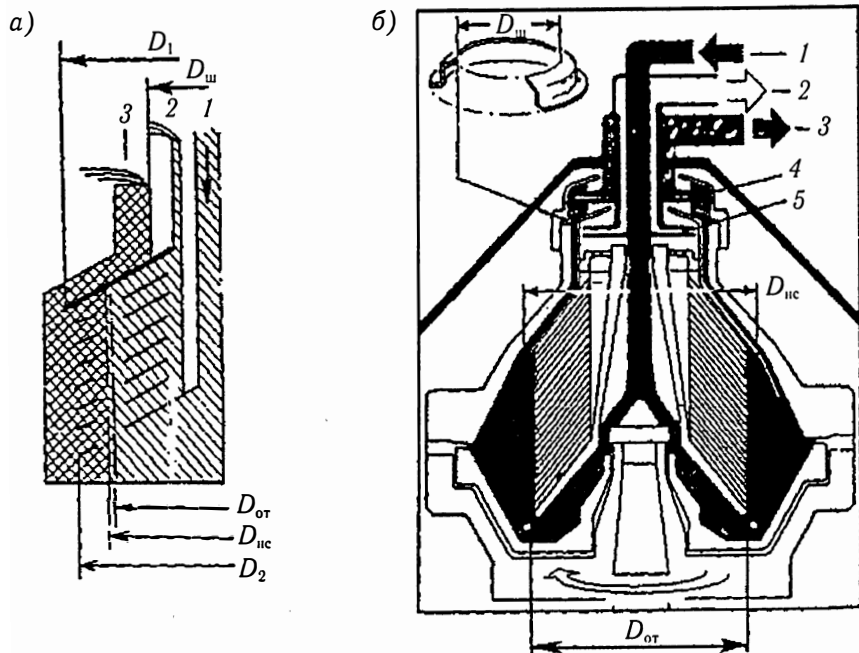


Рис. 4.3. Схема расположения «нейтрального слоя» при правильно подобранной регулировочной шайбе: 1 — вход неочищенного продукта; 2 — выход отсепарированного топлива; 3 — выход отсепарированной воды; 4 — напорный диск для откачки воды; 5 — напорный диск для откачки топлива;  $D_{ш}$  — диаметр регулировочной шайбы;  $D_{ис}$  — диаметр «нейтрального слоя»;  $D_{от}$  — диаметр отверстий;  $D_1$  — диаметр разделительной тарелки;  $D_2$  — наружный диаметр тарелок

окно сборника сепаратора. В таком случае необходимо остановить сепаратор и заменить регулировочную шайбу на меньший размер.

Подбор регулировочных шайб в эксплуатации осуществляют по таблицам и графикам в зависимости от ряда параметров: плотности сепарируемого продукта, наличия в нем воды и температуры сепарирования.

На рис. 4.3 показаны напорные диски 4 и 5. Они служат для откачки отсепарированной воды и чистого топлива.

Принцип действия напорного диска заключается в следующем: направляющий аппарат неподвижен, а жидкость кольцевым слоем вращается вокруг него вместе с барабаном. Энергия движения вращающейся жидкости преобразуется в напорном диске в давление, которое будет соответствовать требуемому противодействию, например подъему на высоту. Характерно, что жидкость движется в напорном диске от внешней его поверхности к центру, т.е. диск работает, как центростремительный насос в отличие от центробежного насоса, в котором жидкость движется от центра к наружной поверхности вращающегося колеса. Напорные диски могут создавать давление до 0,25 МПа в зависимости от размеров и числа оборотов барабана.

На рис. 4.4 показана кинематическая схема, которая является общей для большого количества тарельчатых сепараторов.

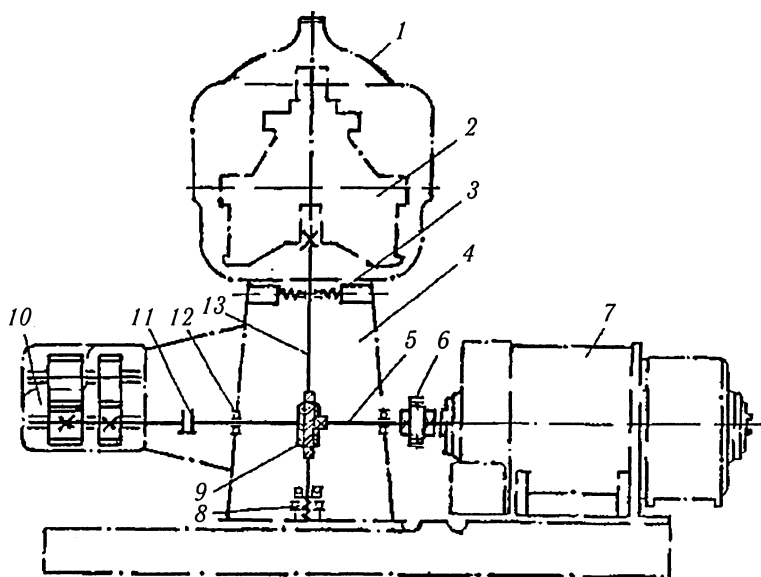


Рис. 4.4. Принципиальная кинематическая схема сепаратора: 1 — сборник; 2 — барабан; 3 — верхняя опора; 4 — станина; 5 — горизонтальный вал; 6 — фрикционная муфта; 7 — электродвигатель; 8 — нижняя опора; 9 — червячно-винтовая пара; 10 — шестеренные насосы; 11 — эластичная муфта; 12 — подшипник; 13 — вертикальный вал

Корпус сепаратора и электродвигатель находятся на общем фундаменте. От электродвигателя 7 через фрикционную муфту 6 вращение передается горизонтальному валу 5, который закреплен в двух подшипниках 12 в станине 4 сепаратора.

На горизонтальном валу находится червячная шестерня, которая входит в зацепление с червяком вертикального вала, образуя червячно-винтовую пару 9, посредством которой осуществляется передача вращения вертикальному валу 13. Он заключен в двух опорах — верхней 3 и нижней 8. Верхняя опора имеет радиальный шарикоподшипник и шесть пружинных амортизаторов, а в нижней опоре размещены радиально-упорные подшипники.

На верхнюю конусную часть вертикального вала насажен барабан 2, закрытый сборником 1, который служит для подвода и отвода сепарируемой жидкости. Он имеет смотровые окошки для наблюдения за процессом сепарирования.

От горизонтального вала 5 через эластичную муфту 11 вращение передается на шестеренные насосы 10. Они служат для подачи жидкости на сепарирование и ее отвода.

На судах мирового флота наиболее распространены сепараторы фирм Альфа-Лаваль, Титан, Вестфалия и Шарплес.

Ниже рассматриваются кратко сепараторы фирмы Альфа-Лаваль. Более подробные сведения приведены в работе [59].

## **4.2. Сепараторы фирмы Альфа-Лаваль (серия МАРХ)**

### **4.2.1. Компоновка сепараторов**

Одним из наиболее распространенных типов сепараторов, устанавливаемых на судах мирового флота, являются сепараторы Альфа-Лаваль. Их особенность — увеличенное количество тарелок в барабане без увеличения его габаритов за счет уменьшения межтарелочного зазора на 17—22% и применение специальных напорных дисков с профилированными каналами, работающими как центробежные насосы. Они заменяют откачивающие насосы топлива (масла), воды.

Ниже рассматриваются сепараторы этой фирмы. Характеристики сепараторов приведены в таблице П.4. Сепараторы других фирм рассмотрены в работах [45, 59].

Общий вид сепаратора фирмы Альфа-Лаваль показан на рис. 4.5.

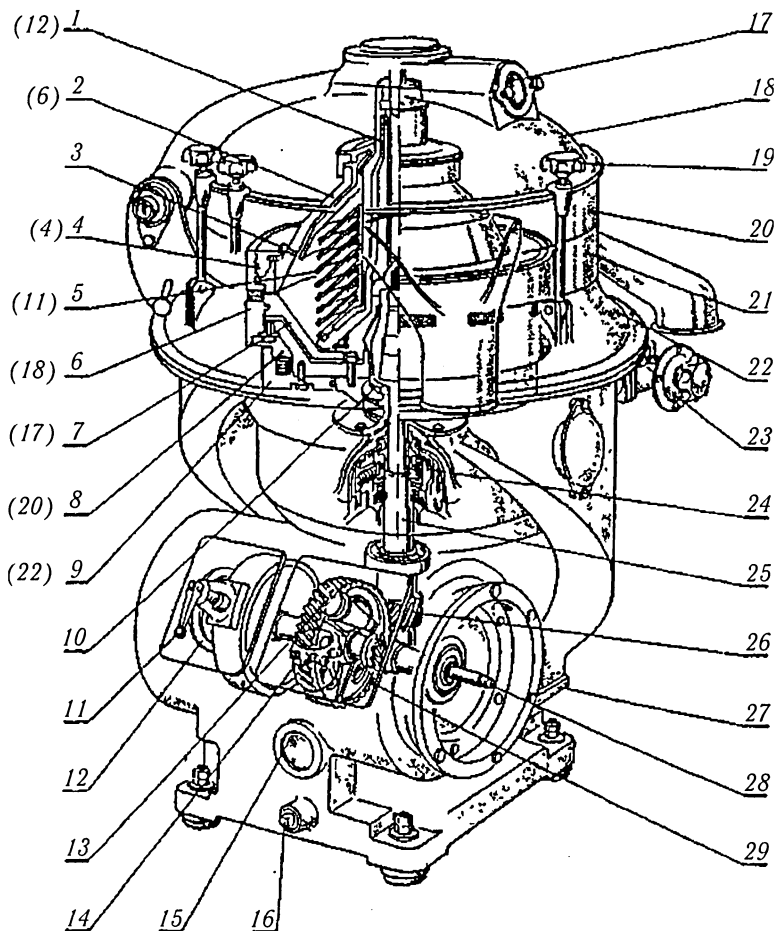


Рис. 4.5. Общий вид сепаратора МАРХ309В-00: 1 — тарелкодержатель; 2 — крышка барабана; 3 — винт; 4 — большая кольцевая гайка; 5 — пакет тарелок барабана; 6 — барабан; 7 — передвигное дно барабана; 8 — кольцо управляющее; 9 — корпус пружин; 10 — распределительное устройство; 11 — тормоз; 12 — фрикционная муфта; 13 — тахометр; 14 — пробка заливной горловины; 15 — указатель уровня масла; 16 — пробка сливной горловины масла; 17 — смотровое окошко; 18 — крышка сборника; 19 — крепежный болт крышки сборника; 20 — верхний сборник; 21 — нижний сборник; 22 — корпус; 23 — кран управления; 24 — верхняя опора вертикального вала; 25 — вал барабана; 26 — червяк вертикального вала; 27 — патрубок спуска шлама; 28 — горизонтальный вал; 29 — червячное колесо





Режим сепарирования требует определенной вязкости очищаемого топлива (масла). Она обеспечивается подогревом топлива в подогревателе 4. На схеме стрелками показано движение сепарируемого продукта.

#### 4.2.2. Вертикальный вал сепаратора

Одним из важных узлов сепаратора, от которого в большой степени зависит надежность его работы, является привод. Наибольший интерес представляет конструкция вертикального вала. Имеется ряд отличий в исполнении валов различными фирмами.

Функция вертикального вала заключается в передаче крутящего момента барабану сепаратора с помощью червячно-винтового механизма от горизонтального вала, соединенного с электродвигателем.

Барабан, как правило, имеет относительно большую массу. Она всегда имеет остаточный дисбаланс и, следовательно, конструкция опор вертикального вала должна учитывать это обстоятельство.

Рассмотрим конструкцию вертикального вала сепаратора серии МАРХ309В-00, который представлен на рис. 4.7.

Вертикальный вал 15 установлен в 3-х опорах — верхней 19, обычно называемой горловой, средней 6, и нижней, заключенной в корпусе 10.

Верхняя (горловая) опора состоит из корпуса 19, в котором находится шарикоподшипник 16 и радиально расположенные амортизаторы. Пружины 4 прижимаются одним концом к наружной обойме подшипника 16, а другим — упираются в гайку 3. Корпус пружин 18 с помощью болтов крепится к станине сепаратора.

Наиболее важными элементами верхней опоры являются пружины 4. Совместить идеально центр тяжести барабана с геометрической осью его вращения невозможно (всегда имеется некоторый дисбаланс). При разгоне вращающаяся система сепаратора проходит через критические числа оборотов. При этом биение системы (амплитуда колебаний) значительно возрастает. Пружины 4 демпфируют эти колебания. Упругость пружин устанавливают таким образом, чтобы, с одной стороны, дать системе возможность самобалансировки, а с другой стороны, обеспечить безаварийное вращение барабана при разгоне и различных кренах судна (исключить возможность задевания вращающихся деталей о неподвижные).

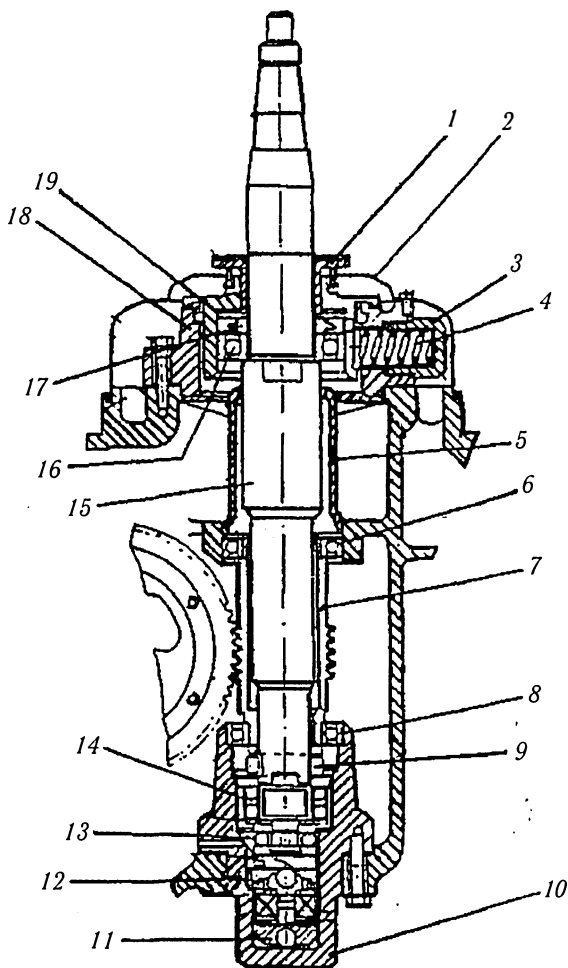


Рис. 4.7. Вертикальный вал сепаратора серии МАРХ309В-00 в сборе:  
 1 — маслоотбрасыватель; 2 — кожух верхнего подшипника;  
 3 — заглушка пружины; 4 — пружина; 5 — упорная втулка червяка;  
 6 — подшипник; 7 — червяк; 8 — подшипник; 9 — упорная шайба;  
 10 — корпус упорного подшипника; 11 — сферическая упорная шайба;  
 12 — регулировочная шайба; 13 — упорный подшипник; 14 — качающийся шарикоподшипник; 15 — вал барабана; 16 — верхний подшипник;  
 17 — дефлектор; 18 — корпус пружин; 19 — корпус подшипника

Средняя опора 6 также предназначена для уменьшения вибрации вертикального вала.

Червяк 7 передает вращение от червячного колеса вала барабана 15. Конструктивной особенностью червяка является его свободная посадка на вал 15. Это обеспечивает постоянные зазоры в червячном зацеплении, чем достигается уменьшение износов в процессе эксплуатации.

Узел нижней опоры заключен в корпус 10. Вал нижней пятой опирается на упорный подшипник 13 и через промежуточные (регулируемые) шайбы 12 — на сферическую упорную шайбу 11. Она воспринимает вертикальные осевые нагрузки. Уменьшению этих нагрузок способствует выбранное направление вращения червячного колеса. Оно принимается таким образом, чтобы осевое усилие от передачи крутящего момента было направлено вверх по оси вертикального вала.

#### 4.2.3. Горизонтальный вал с фрикционной муфтой

Горизонтальный вал сепаратора предназначен для передачи вращения от электродвигателя через фрикционную муфту вертикальному валу.

Горизонтальный вал в сборе совместно с фрикционной муфтой представлен на рис. 4.8, а схема его детальной компоновки — на рис. 4.9.

Позиции в скобках соответствуют рис. 4.9.

Горизонтальный вал 18(16) установлен в радиальных подшипниках 8(20) и 16(24). На нем насажено червячное колесо 10(21), которое с одной стороны упирается в корпус подшипника 8(20), а с другой — крепится стопорной гайкой 17(22). Она фиксируется коническим штифтом (23).

Горизонтальному валу 18(16) вращение передается от электродвигателя с помощью фрикционной муфты. В ее состав входит корпус 10 (рис. 4.9), который насажен на вал электродвигателя с помощью подшипников 7, 9 и распорной втулки 8. К наружной поверхности корпуса 10 прикреплены на осях колодки 11 с накладками 12. Колодки удерживаются от осевого сдвига фиксаторами 14.

Работа муфты происходит следующим образом: при вращении вала электродвигателя под действием центробежной силы колодки 11 со своими накладками 12 прижимаются к ободу 15 и передают ему

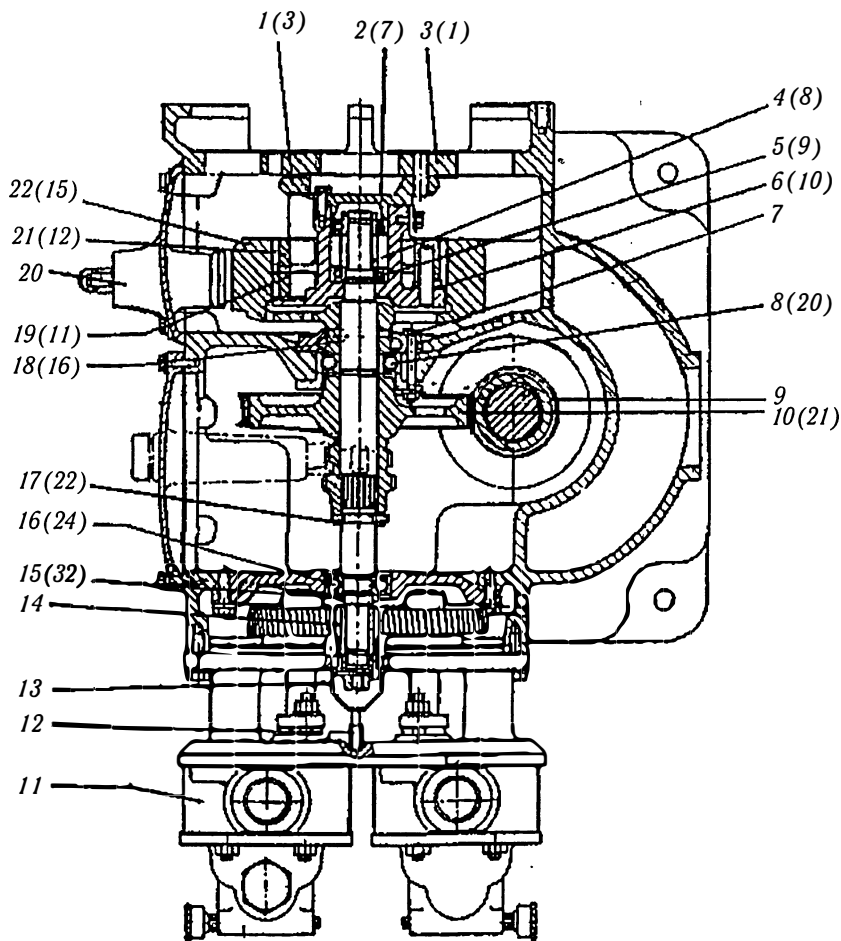


Рис. 4.8. Горизонтальный вал в сборе: 1 — поводок; 2 — подшипник фрикционной муфты; 3 — резиновая эластичная муфта; 4 — распорная втулка; 5 — подшипник фрикционной муфты; 6 — корпус фрикционной муфты; 7 — болт; 8 — шарикоподшипник червячного колеса; 9 — червяк; 10 — червячное колесо; 11 — шестеренный насос; 12 — предохранительный клапан; 13 — колпак защитный; 14 — ведущая шестерня насоса; 15 — крепежная гайка подшипника; 16 — шарикоподшипник; 17 — стопорная гайка; 18 — горизонтальный вал; 19 — колодка фрикционной муфты; 20 — тормоз; 21 — накладка фрикционной колодки; 22 — обод фрикционной муфты

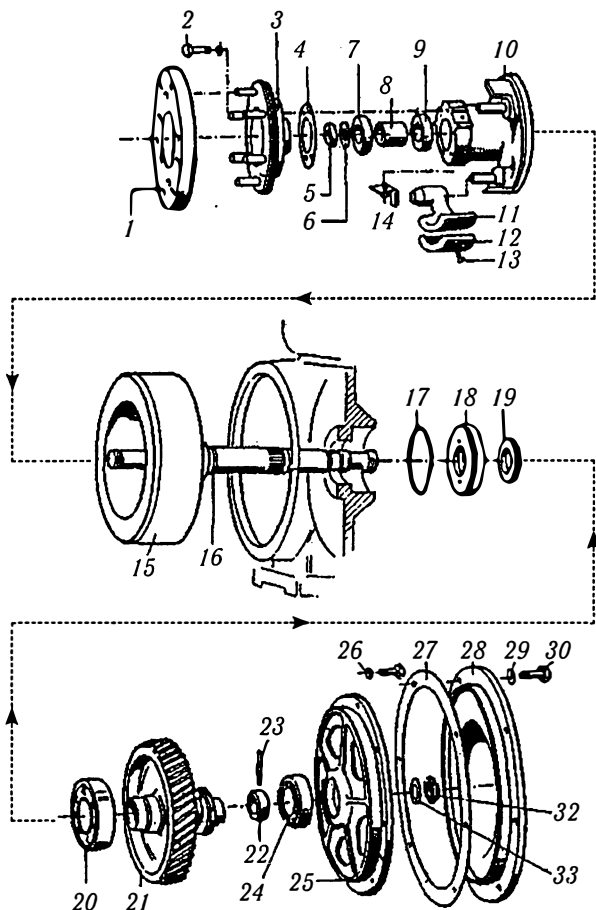


Рис. 4.9. Схема детальной компоновки горизонтального вала:

1 — эластичная резиновая вставка; 2 — болт; 3 — поводок; 4 — прокладка поводка; 5 — гайка; 6 — стопорная шайба; 7 — подшипник фрикционной муфты; 8 — распорная втулка; 9 — подшипник фрикционной муфты; 10 — корпус фрикционной муфты; 11 — колодка фрикционной муфты; 12 — фрикционная накладка; 13 — винт крепления; 14 — фиксатор колодки; 15 — обод; 16 — горизонтальный вал; 17 — резиновое кольцо; 18 — шарикоподшипник; 19 — прокладка уплотнительная; 20 — шарикоподшипник червячного колеса; 21 — червячное колесо; 22 — стопорная шайба; 23 — конический штифт; 24 — шарикоподшипник; 25 — корпус шарикоподшипника; 26 — шайба; 27 — болт; 28 — прокладка крышки; 29 — крышка привода насоса; 30 — шайба; 31 — болт; 32 — крепежная гайка; 33 — стопорная шайба

вращение, т.е. ведут его за собой. Вес накладок подобран так, чтобы обеспечивался плавный разгон барабана сепаратора без чрезмерной нагрузки электродвигателя.

В первоначальный момент пуска накладки 12 проскальзывают и обод 15 нагревается, но после того, как числа оборотов горизонтального вала и электродвигателя сравниваются, проскальзывание прекращается и температура муфты постепенно снижается до окружающей среды.

В процессе эксплуатации сепаратора возникает необходимость полной разборки горизонтального вала, например, для замены червячного колеса, шарикоподшипников и других деталей. При этом следует соблюдать последовательность операций согласно рис. 4.9. Сборка горизонтального вала выполняется в обратной последовательности в соответствии с этим же рисунком. Заметим, что в процессе сборки шарикоподшипники перед установкой следует нагревать в масле до температуры 70—80°C.

Замена накладок 12 на фрикционных колодках 11 не требует полной разборки горизонтального вала. Для этого необходимо произвести следующие операции:

- снять защитный кожух фрикционного сцепления и тормоз 20 (рис. 4.8);
- отжать болты и снять фиксатор 14 (рис. 4.9);
- вынуть колодки 11 через отверстие в крышке тормоза и снять накладки 12;
- вымыть накладки в растворителе жиров и придать их фрикционной поверхности шероховатость драчевым напильником, при наличии дефектов накладки заменить новыми.

#### 4.2.4. Барабан сепаратора

Конструкция барабана сепаратора имеет оригинальную особенность. Рассмотрим ее.

Для быстрой и эффективной разгрузки барабана (очистки его от накопившегося шлама) он делается разъемным, т.е. имеет подвижное дно в виде поршня, который управляется специальной гидравлической системой.

На рис. 4.10 представлена эта система.

Рабочей средой является вода. Она подается из напорного бачка, расположенного на высоте 1,5—2 м, к управляющему крану 6.

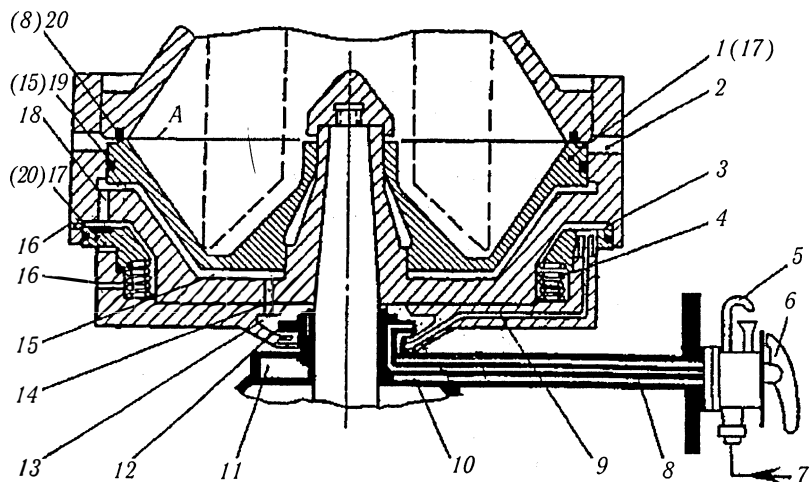


Рис. 4.10. Схема гидравлического привода подвижного дна барабана сепаратора серии МАРХ: 1 — подвижное дно; 2 — разгрузочные пазы; 3 — камера; 4 — пружины; 5 — вестовая труба; 6 — кран управления; 7 — подвод воды из водяного бака; 8 — труба внутренняя; 9 — канал подвода воды в камеру 3; 10 — труба наружная; 11 — камера; 12 — напорный диск; 13 — камера; 14 — соединительный канал; 15 — подпоршневая камера; 16 — сопла; 17 — управляющее кольцо барабана; 18 — соединительный канал; 19 — уплотнительное кольцо; 20 — уплотнительное кольцо; А — поверхность контакта подвижного дна 1 с уплотнительным кольцом 20. Позиции в круглых скобках соответствуют этим же деталям на рис. 4.13.

Он имеет четыре фиксированных положения. Каждый из них соответствует необходимому режиму работы сепаратора.

При пуске сепаратора управляющий кран 6 находится в положении № 2 («выключено»), подвод управляющей воды 7 перекрыт, а барабан сепаратора открыт, т.е. его подвижное дно 1 находится в нижнем положении.

Затем кран 6 устанавливается в положение № 3. При этом вода из водяного бака поступает по внутренней трубе 8 в камеру 11, а из нее по внутреннему каналу в камеру 13 напорного диска 12. Из камеры 13 вода поступает по соединительному каналу 14 в подпоршневую камеру 15.

Подвижное дно — поршень 1 находится при вращении барабана под действием двух основных сил. Сверху на него действуют гидродинамические силы от давления вращающейся вместе с барабаном жидкости и шлама, а снизу — рабочая вода при



статическом давлении от напорного бачка. Усилие со стороны воды больше благодаря большей площади поршня и большей плотности воды сравнительно с нефтепродуктами, поэтому дно — поршень 1 перемещается вверх и перекрывает разгрузочные пазы 2, т.е. закрывает барабан.

Напорный диск 12 и его камера 11 играют особую роль в гидравлической системе управления. Вращающаяся в камере 11 вода имеет кольцевую форму, и когда она достигает кромок неподвижного напорного диска 12, то он становится насосом, откачивающим избытки воды из камеры по внешней трубе 10 через управляющий кран 6 к вестовой трубке 5. Появление в ней воды означает, что барабан закрыт, поэтому кран 6 устанавливают в положение № 4 «работа» — рабочее положение сепаратора. При этом труба 10 сообщается с водяным баком, а труба 8 перекрывается.

Во время работы сепаратора в камере 13 устанавливается постоянный уровень воды, т. к. напорный диск 12 откачивает избытки ее по трубе 10 в водяной бак, а при падении уровня — вода из водяного бака через канал 10 и напорный диск 12 по внутреннему каналу будет переливаться в эту камеру, компенсируя потери воды от испарения и утечек. Давление, развиваемое напорным диском, равно статическому давлению от напорного бачка, т.к. он откачивает в бачек избытки воды. Поэтому такое же давление постоянно поддерживается в подпоршневом пространстве 15 и барабан надежно закрыт с помощью уплотнительного кольца 20.

Очистка барабана сепаратора происходит следующим образом: перекрывают подачу топлива (масла) и через короткое время прекращается выход топлива (по смотровому стеклу). Управляющий кран 6 устанавливают в положение № 1 («разгрузка»). При этом труба 10 перекрывается, а труба 8 соединяется с водяным баком. Вода из него через трубу 8, камеру 11 и внутренний канал начнет поступать в камеру 13. Уровень воды в ней повысится, т. к. напорный диск больше не откачивает воду (труба 10 перекрыта). Поэтому вода будет поступать по каналу 9 в камеру 3. Когда давление воды превысит усилие пружин 4, управляющее кольцо 17 опустится вниз и откроет каналы 18. Через них вода из подпоршневого пространства 15 выйдет в полость 3 и далее наружу через сопла 16. Дно — поршень 1 барабана опустится вниз и откроет разгрузочные отверстия 2. Шлам и жидкость, находящиеся в барабане, будут выброшены центробежной силой через открывшиеся отверстия 2 с характерным шумом, что будет означать: барабан очищен.

Для возобновления работы сепаратора управляющий кран 6 устанавливают в положение № 2. При этом перекрывается труба 8, а вода из камеры 3 вытекает через 5—6 секунд через отверстия 19. Управляющее кольцо 17 под действием пружин 4 поднимется и закроет каналы 18.

Далее аналогично вышеописанному управляющий кран 6 устанавливают в положение № 3 и удерживают его в этом положении до тех пор, пока вода не начнет вытекать из вестовой трубы 5. После этого ставят управляющий кран в положение № 4 («работа»).

Действие разгрузочного механизма барабана не требует дополнительных насосов. На каждую разгрузку необходимо около 3 л воды, а при работе сепаратора расход воды составляет (0,5—3,0) л/час.

Составной частью гидравлической системы управления подвижным дном барабана является распределительное устройство, через которое подается «управляющая» вода к подвижному дну.

На рис. 4.11 представлена схема детальной компоновки распределительного устройства.

Разборка и сборка распределительного устройства выполняются в соответствии с приведенной схемой детальной компоновки. В процессе сборки необходимо проверить:

- не повреждены ли уплотнительные прокладки 3, 5, 7, 11;
- совпадает ли установочный штифт 12 распределительной втулки 8 с отверстием в крышке 6 напорного диска 2;
- совпадают ли отверстия прокладки 5 с соответствующими отверстиями в крышке 6;
- совпадают ли установочные штифты крышки 6 с соответствующими отверстиями в напорном диске 2;
- достаточно ли затянута гайка 1.

После сборки распределительного устройства проверяют правильность установки напорного диска 2 (см. рис. 4.11) по отношению к верхнему концу вертикального вала. Способ проверки показан на рис. 4.12.

Для проверки используются специальные шаблоны с максимальным (max) и минимальным (min) размерами. Фактическая высота  $h$  должна быть в промежутке между ними.

Проверяют так: ставят шаблон 3 на гайку 1 сначала, например, максимальным размером и проверяют зазор в верхней точке  $b_1$ . Величина  $h$  должна быть меньше max, а верхний зазор  $b_1$  должен быть 0,3—0,5 мм. Затем шаблон ставят минимальным размером. Величина  $h$  должна быть больше min, следовательно

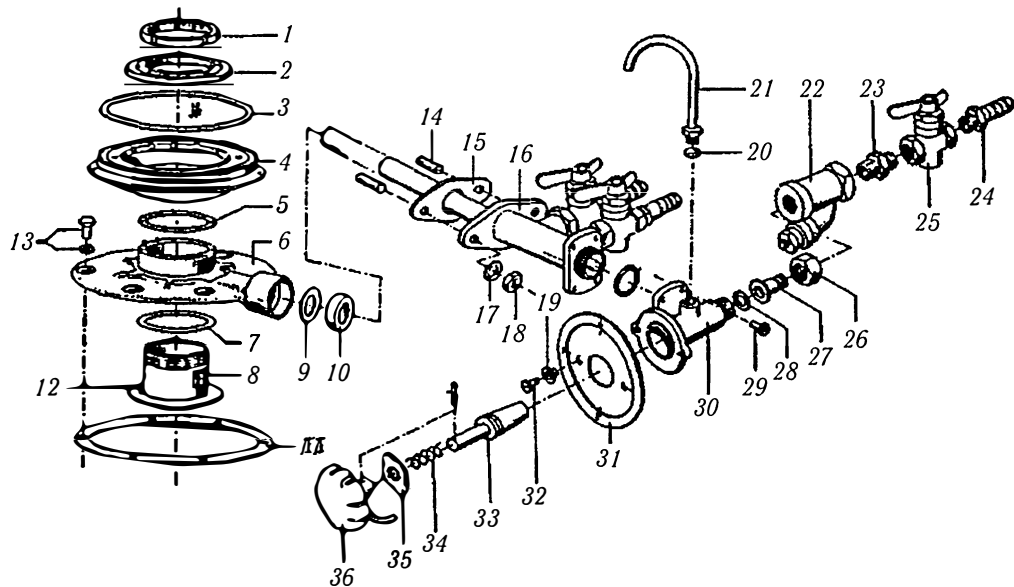


Рис. 4.11. Схема детальной компоновки распределительного устройства: 1 — затяжная гайка; 2 — напорный диск; 3 — резиновая прокладка распределительного кольца; 4 — распределительное кольцо; 5 — нижняя прокладка распределительного кольца; 6 — крышка напорного диска; 7 — прокладка распределительной втулки; 8 — распределительная втулка; 9 — направляющее кольцо (уплотнительное); 10 — направляющее кольцо крана управления; 11 — прокладка, регулирующая положение напорного диска 2 по отношению к верхнему концу вала; 12 — установочный штифт; 13 — болт; 14 — шпильки; 15 — прокладка; 16 — штуцер крана управления; 17 — шайба; 18 — гайка; 19 — стопорная шайба; 20 — прокладка; 21 — вестовая трубка; 22 — втулка; 23 — штуцер; 24 — штуцер; 25 — кран подвода воды; 26 — гайка; 27 — ниппель крана; 28 — прокладка; 29 — крепежный винт корпуса крана; 30 — корпус крана; 31 — шкала управляющего крана; 32 — стопорный винт; 33 — управляющий кран; 34 — пружина; 35 — шайба; 36 — маховик управляющего крана

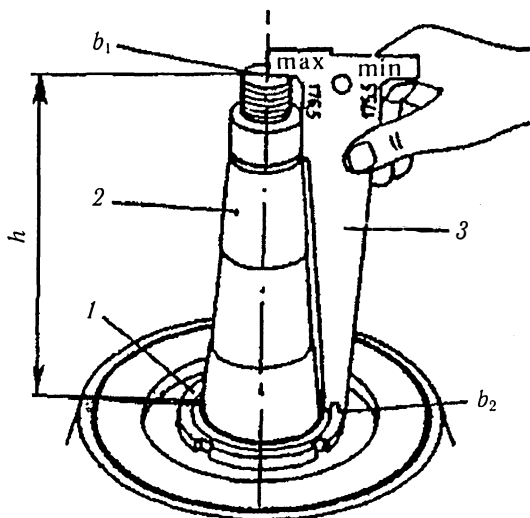


Рис. 4.12. Проверка положения напорного диска по высоте  $h$  относительно верхнего конца вала: 1 — затяжная гайка; 2 — вал; 3 — шаблон;  $b_1$  — верхний зазор;  $b_2$  — нижний зазор

возникнет нижний зазор  $b_2$ , величина которого должна быть также 0,3—0,5 мм.

Условия проверки могут не выполняться. Если, например, высота  $h$  окажется больше размера  $\max$  (верхний зазор  $b_1$  отсутствует), то напорный диск 2 необходимо поднять путем замены прокладки 1 на другую большей толщины и наоборот.

Для сепаратора МАРХ309В-00 шаблон имеет размеры:  $\max$  — 176,5;  $\min$  — 175,5 мм. Для сепаратора МАРХ207S-00 эти размеры составляют: 149,5 и 148,5 мм.

Рабочей средой системы управления является пресная вода, которая содержит соли жесткости. При определенных условиях соли оседают в виде накипи внутри трубок. По этой причине обязательно производят проверку чистоты (проходимости) каналов. Если каналы хотя бы частично закупорены, то для растворения налета накипи надо разобрать кран 33 и напорный диск 2 (см. рис. 4.11) и опустить их детали в 10% раствор уксусной кислоты, подогретой до температуры 80°C. Необходимо также проверить чистоту каналов в корпусе барабана и в его передвижном дне.

Проверку чистоты каналов управляющего крана 33 производят следующим образом: поставить его в положение № 2, отдать

крепежную гайку и вынуть его из корпуса. Повернуть кран в положение № 1 — должна быть сильная струя воды из наружной трубы. Далее поставить кран в положение № 4, из внутренней трубы должна вытекать струя воды. Если при этом вода будет вытекать из вестовой трубы 21, то это будет означать негерметичность крана 33.

Наиболее сложной и ответственной операцией является проверка деталей и внутренних каналов распределительного устройства. В его состав входят напорный диск 12 (см. рис. 4.10), камеры 11, 13, каналы 9, 14 и другие внутренние каналы и детали.

Проверка каналов распределительного устройства производится следующим образом: снимают корпус барабана с вертикального вала, открывают подачу воды из бака и ставят управляющий кран 6 в положение № 1. Струя воды должна вытекать из всех отверстий напорного диска 12. Затем кран ставят в положение № 3. Вода должна продолжать вытекать, но менее интенсивно, чем при положении № 1. Далее проворачивают кран в положение № 4. В этом случае струя воды должна вытекать из отверстия на ободу напорного диска.

На рис. 4.13 приведена схема детальной компоновки барабана сепаратора.

Разборка и сборка барабана должны выполняться в соответствии с этой схемой. Поясним кратко некоторые операции.

В корпусе барабана 18 устанавливается подвижное дно 17 с прокладкой 15.

Тарелкодержатель 12 должен устанавливаться так, чтобы штифт, закрепленный на днище барабана, входил в его паз.

Пакет тарелок 11 надевают на тарелкодержатель в порядке выбитых на них номеров.

Сверху на пакет тарелок устанавливают разделительную тарелку 10 (для режима пурификации) так, чтобы риски с буквами на тарелкодержателе и этой тарелке совпадали.

Корпус барабана 18 закрывается крышкой 6, которая затягивается большой гайкой 4 с левой резьбой. Должное положение крышки 6 относительно корпуса барабана 18 обозначено метками. Уплотнение между корпусом и крышкой обеспечивается резиновым кольцом 7.

На крышку 6 устанавливается регулировочная шайба 2 (для режима пурификации) с уплотнительным кольцом 5 и закрепляется малой гайкой 1 с левой резьбой.

Подвижное дно 17 при перемещении вверх упирается в уплотнительное кольцо 8, установленное в крышке 6. Таким образом

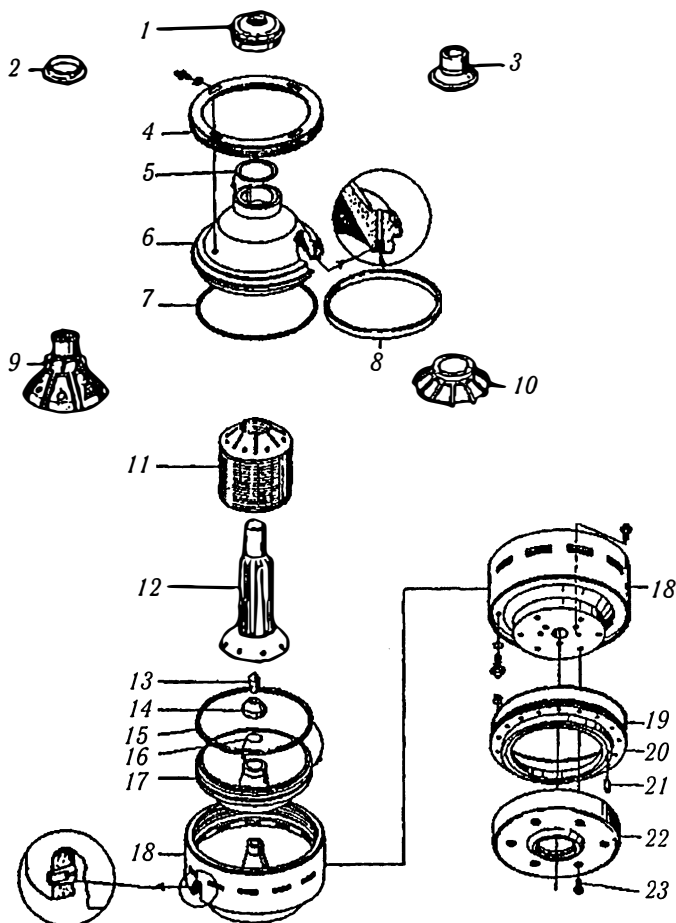


Рис. 4.13. Детальная компоновка барабана сепаратора MARX309B-00:  
 1 — малая гайка; 2 — регулировочная шайба (для процесса пурификации); 3 — кларификаторная насадка; 4 — большая гайка барабана;  
 5 — малое уплотнительное кольцо; 6 — крышка барабана; 7 — большое уплотнительное кольцо; 8 — уплотнительное кольцо крышки барабана;  
 9 — верхняя защитная тарелка для режима клафикации; 10 — верхняя разделительная тарелка для режима пурификации; 11 — пакет рабочих тарелок; 12 — тарелкодержатель; 13 — колпачковая гайка;  
 14 — шайба; 15 — резиновое кольцо подвижного дна;  
 16 — уплотнительное кольцо; 17 — подвижное дно; 18 — корпус барабана;  
 19 — резиновое кольцо управляющего кольца; 20 — управляющее кольцо; 21 — пружина; 22 — корпус пружины; 23 — болт

обеспечивается герметичное закрытие барабана. Нарушение герметичности является существенной неисправностью сепаратора. Оно может быть связано, как с износом уплотнительного кольца  $\delta$ , так и с повреждениями, деформацией уплотнительного бурта подвижного дна 18.

Разборка и сборка механизма управления подвижным дном выполняются также согласно приведенной схеме, а работа этого механизма описана выше.

#### 4.2.5. Техническое обслуживание сепараторов

Центробежные сепараторы подлежат надзору Регистра для обеспечения их технической безопасности. Предусмотрены первоначальное освидетельствование, ежегодное и очередное каждые 4 года.

При первоначальном освидетельствовании судовладелец должен предъявить техническую документацию на сепаратор — сертификат, выдаваемый на детали и материалы сепаратора при надзоре за их изготовлением на заводе-изготовителе. Этот сертификат завод-изготовитель направляет вместе с сепаратором. При установке сепаратора на судне сертификат остается на нем для хранения.

После ознакомления с документацией проводится проверка сепаратора в действии и, если не возникает сомнений в его техническом состоянии, объем разборки узлов и деталей может быть уменьшен или разборка может не потребоваться.

При ежегодном освидетельствовании сепаратора производят наружный осмотр и проверку его в действии.

При очередном освидетельствовании должна быть произведена дефектоскопия ответственных деталей сепаратора:

- корпуса барабана;
- вертикального вала;
- тарелок;
- гаек барабана.

Далее выполняется осмотр муфты, передачи и буферных пружин, после чего сепаратор должен быть собран и проверен в действии.

В дальнейшем результаты дефектоскопии предъявляются инспектору Регистра при ежегодных освидетельствованиях.

В процессе эксплуатации сепараторов их надежность и эффективность работы зависят от грамотного и своевременного технического обслуживания.

Перед пуском сепаратора необходимо провести его наружный осмотр, убедиться в отсутствии посторонних предметов, а также проверить следующее:

- хорошо ли зажата крышка сепаратора прижимными болтами и закреплен ли напорный диск;
- подготовлена ли система подвода и отвода масла (топлива);
- отпущен ли тормоз;
- наличие масла в корпусе червячной передачи, уровень масла должен быть выше средней черты смотрового стекла;
- наличие воды в напорном водяном баке;
- полностью ли открыт расходомер;
- подведена ли греющая среда (пар или электропитание) к подогревателю масла (топлива);
- положение крана управления, он должен находиться в позиции № 2 (выключено), барабан открыт;
- убедиться в правильности выбора и установки регулировочной шайбы согласно диаграмме и инструкции по ее подбору;
- закрыт ли секущий клапан сепарируемой жидкости.

Пуск сепаратора осуществляется включением электродвигателя. При этом необходимо иметь в виду, что в период разгона сепаратора муфта сцепления нагревается вследствие проскальзывания ее колодок, но после завершения разгона, когда числа оборотов горизонтального вала и электродвигателя сравниваются, муфта охлаждается.

Далее выполняются следующие операции.

При достижении полных оборотов барабана (через 6—8 мин. с момента запуска) поставить кран управления в позицию № 3 и, когда появится вода из вестовой трубки (барабан закрыт), поставить кран в позицию № 4 (работа).

В процессе пурификации для создания гидравлического затвора подводят воду, подогретую до температуры сепарируемого продукта, и прекращают подачу воды, когда она начинает вытекать через смотровое окошко отсепарированной воды. Если же вода вытекает через смотровое стекло отвода масла (топлива), то это означает, что регулировочная шайба имеет малый диаметр или вода подается под излишне большим давлением.

Необходимо медленно открывать клапан подачи масла (топлива) на сепаратор, т.к. при быстром открытии может произойти вытеснение воды гидравлического затвора и масло (топливо) поступит в патрубок отсепарированной воды. Это явление характерно, когда сепарируемое



топливо имеет большой удельный вес (более  $0,9 \text{ г/см}^3$ ). Напротив, при настройке сепаратора на процесс кларификации заполнение барабана маслом (топливом) следует выполнять быстро.

Поставить стрелку расходомера спец. ключом на нужный расход, затем отрегулировать топливным краном давление на манометре  $0,1 \text{ МПа}$ . Заметим, что появление брызг масла (топлива) на стекле смотрового окошка будет свидетельствовать о том, что барабан закупорен шламом. В этом случае необходимо остановить сепаратор и произвести очистку тарелок барабана.

В процессе работы сепаратора следует обращать внимание на следующее:

— возможное попадание топлива (масла) в патрубок отсепа-рированной воды из-за неправильного выбора регулировочной шайбы (большой диаметр отверстия) или нарушения режима сепарирования (температура, давление);

— температурный режим поступающего масла (топлива), необходимо поддерживать заданную температуру;

— состояние механизма сепаратора, отсутствие вибрации и посторонних шумов, протечек в разъемах, фланцах, повышенных температур деталей.

Если во время работы сепаратора барабан неуправляемо открывается, надо немедленно прекратить подачу масла (топлива) во избежание значительной его потери и выяснить причину неисправности.

При остановке сепаратора, если нет необходимости в быстрой остановке, не следует пользоваться тормозом, т.к. при медленной остановке в барабане сохраняется водяной затвор и при последующем запуске нет необходимости пополнять его. Кроме того, увеличивается срок работы тормозных колодок.

Для выполнения самоочистки барабана сепаратора в процессе работы необходимо выполнить следующие операции:

1. Закрыть кран подачи топлива на сепаратор и открыть байпасный кран для перепуска топлива после подогревателя на всасывание насоса.

2. Повернуть управляющий кран в позицию № 1 («разгрузка») и держать его пока не откроется барабан и шлам будет выброшен с характерным звуком.

3. Поставить управляющий кран в позицию № 2 и оставить его в этом положении на 5—6 сек (происходит подготовка к закрытию барабана).

4. Повернуть управляющий кран в позицию № 3 и держать его до тех пор, пока вода не начнет вытекать из вестовой трубки, что означает «барабан закрыт».

5. Поставить кран в позицию № 4 («работа») для продолжения процесса сепарирования.

Для остановки сепаратора необходимо:

1. Закрыть кран подачи топлива на сепаратор и открыть байпасный кран.

2. Закрыть кран на трубопроводе всасывания топливного насоса.

3. Повернуть управляющий кран в позицию № 1 для разгрузки барабана.

4. Поставить управляющий кран в позицию № 2 и оставить его в этом положении.

5. Выключить электродвигатель и включить тормоз.

Приведем ряд характерных неисправностей и отказов сепараторов серии МАРХ.

1. Барабан не закрывается, хотя управляющий кран находится в позиции № 3 («закрыто»). Причинами могут быть:

— отсутствие воды в водяном баке или закрыт клапан для ее поступления;

— неисправность управляющего крана или каналов подвода воды от него к механизму управления подвижным дном;

— неисправность самого узла управления подвижным дном;

— поломка пружин управляющего кольца в механизме управления.

2. Барабан сепаратора не открывается. Причины аналогичны п. 1.

3. Насос не подает достаточного количества топлива:

— засорен фильтр;

— подсос воздуха во всасывающем трубопроводе;

— не полностью закрыт байпасный клапан после подогревателя.

4. Гидравлический затвор вытесняется:

— большой диаметр регулировочной шайбы;

— недостаточная подача воды;

— нарушено уплотнительное кольцо под регулировочной шайбой;

— нарушено уплотнительное кольцо в плоскости прилегания

подвижного дна;

— деформирована плоскость прилегания самого подвижного дна. Эта неисправность устраняется проточкой на токарном станке плоскости прилегания с минимальным снятием материала и хорошей центровкой на станке подвижного дна.

5. Большое количество топлива (масла) попадает в патрубок отсепарированной воды:

- большой диаметр регулировочной шайбы;
- нарушение режима сепарирования (давление и температура топлива);
- вытесняется гидравлический затвор.

6. Некачественная очистка топлива (масла):

- несоответствующая регулировочная шайба при пурификации;
- барабан сепаратора вращается с меньшими оборотами.

Проверить: отпущен ли полностью тормоз. Свободно ли вращается барабан, неисправность электродвигателя, отсутствие повреждений фрикционных накладок;

- закупорена шламовая полость барабана — остановить сепаратор, очистить барабан;
- слишком большая производительность сепаратора;
- несоответствующая температура сепарируемого продукта.

Ее следует поддерживать равномерно в течение всего процесса очистки.

7. Повышенная вибрация и утечка масла из картера винто-червячной пары. Причина состоит в том, что в процессе работы сепаратора — нижний стакан вертикального вала может проворачиваться из-за срезки стопорного штифта. В результате такого дефекта стакан разбивает свое посадочное место, нарушается герметичность картера и происходит утечка масла.

Для устранения дефекта необходима разборка сепаратора и вертикального вала, проточка посадочного места нижнего стакана и замена стопорного штифта.

8. При сборке горизонтального вала возможна неправильная установка стопорного кольца (шайбы). Если она поставлена другой стороной (т. е. повернута на  $180^\circ$ ), то червячное колесо смещается по оси от своего положения, нарушается центровка винто-червячной пары и происходит интенсивный износ зубьев пары. Для устранения данного дефекта требуется разборка горизонтального вала, проверка и установка стопорной шайбы на свое место.

9. Фрикционная муфта — со временем происходит износ диска с нарушением гладкой поверхности, появляются борозды, зазубрины. Необходимо снять диск сцепления и проточить его до исчезновения следов износа.

10. Фрикционная муфта — отверстия резиновой вставки эластичной муфты разбиваются пальцами поводка.

Для устранения дефекта необходима замена эластичной муфты совместно с пальцами поводка.

11. Барабан сепаратора имеет много ответственных уплотнений, изготовленных из специальной маслостойкой резины. Износ этих уплотнений неизбежно приводит к неисправной работе и отказам сепаратора. Для восстановления его работоспособности необходима замена уплотнений. Заметим, что в ЗИПе всегда должен быть полный набор фирменных уплотнений.

Для надежной работы сепаратора требуется постоянное внимание к вращающимся деталям: их осмотр, ревизия, очистка и смазка.

Рекомендуются следующие сроки ревизии и очистки:

---

1. Барабан сепаратора, комплект тарелок, крышка барабана.  
*После каждой продолжительной работы или раз в неделю.*
  2. Система управления.  
*Производить ревизию всегда при снятии барабана с вала.*
  3. Фильтр в системе подвода управляющей воды.  
*Вскрытие и очистка раз в месяц.*
  4. Каналы системы управления, кран управления.  
*Ревизия, очистка от накипи раз в три месяца.*
  5. Корпус червячной передачи.  
*При замене масла.*
  6. Привод вертикальный и горизонтальный. Подшипники.  
*Раз в год.*
- 

Смазка деталей сепаратора выполняется в следующие сроки:

1. Корпус червячной передачи.  
*После каждых 1500 часов работы сепаратора смена масла в картере.*
2. Барабан сепаратора: поверхности скольжения и ступица корпуса барабана.  
*Всегда при монтаже, касторовым маслом.*
3. Резьба крышки барабана под малую кольцевую гайку.  
*Всегда при монтаже, касторовым маслом.*
4. Резьба большой прижимной кольцевой гайки.  
*При каждой сборке, касторовым маслом.*

5. Болты в дне корпуса барабана.  
*Каждый раз при надевании корпуса барабана на вал, консистентная смазка.*
  6. Пазы для резиновых колец подвижного дна, крышки барабана.  
*При каждой сборке элементов управления, консистентная смазка.*
  7. Резьба клапанных гнезд, установочный винт большой кольцевой гайки.  
*Всегда при монтаже, консистентная смазка.*
- 

### Освидетельствование сепараторов Регистром

Центробежные сепараторы подлежат надзору Регистра для обеспечения их технической безопасности. Предусмотрены первоначальное освидетельствование, ежегодное и очередное — каждые 4 года.

При *первоначальном* освидетельствовании судовладелец должен предъявить техническую документацию на сепаратор — *сертификат*, выдаваемый на детали и материалы сепаратора при надзоре за их изготовлением на заводе-изготовителе. Этот сертификат завод-изготовитель направляет вместе с сепаратором. При установке сепаратора на судне сертификат остается на нем для хранения.

После ознакомления с документацией проводится проверка сепаратора в действии и, если не возникает сомнений в его техническом состоянии, объем разборки узлов и деталей может быть уменьшен или разборка может не потребоваться.

При *ежегодном* освидетельствовании сепаратора производят наружный осмотр и проверку его в действии.

При *очередном* освидетельствовании должна быть произведена дефектоскопия ответственных деталей сепаратора:

- корпуса барабана;
- вертикального вала;
- тарелок;
- гаек барабана.

Далее выполняется осмотр муфты, передачи и буферных пружин, после чего сепаратор должен быть собран и проверен в действии.

В дальнейшем результаты дефектоскопии предъявляются инспектору Регистра при ежегодных освидетельствованиях.

### **4.3. Автоматические системы сепарирования Альфакс и Алькап**

#### **4.3.1. Автоматическая система сепарирования Альфакс**

Эта система предназначена для эффективной очистки всех видов нефтепродуктов: смазочного масла, дизельного топлива и тяжелого топлива с плотностью до  $991 \text{ кг/м}^3$  при  $15^\circ\text{C}$  и вязкостью до  $600 \text{ сСт}$  при  $50^\circ\text{C}$ .

В состав системы Альфакс входят сомоочищающийся сепаратор серии WHPX и система электронного управления EPC. Система обеспечивает безвахтенное обслуживание установки, все рабочие операции выполняются автоматически по заданной программе, предусмотрена аварийная сигнализация и защита.

Согласно фирменным данным система Альфакс обеспечивает в процессе эксплуатации экономический эффект 20—40% сравнительно с ее предыдущими сепараторами.

Капитальные расходы на приобретение и установку системы Альфакс выше, но значительно снижаются эксплуатационные расходы за счет уменьшения потерь топлива (масла), расхода воды, применения способа частичной выгрузки и уменьшения затрат на техобслуживание.

Поясним существо способа частичной выгрузки. Традиционный сепаратор при полной выгрузке выбрасывает все содержимое барабана: шлам, воду и частично нефтепродукт. При этом перекрывается подача нефтепродукта в барабан, а сам процесс выгрузки занимает определенное время.

При частичной выгрузке не прерывается процесс сепарирования, нефтепродукт подается в барабан постоянно. Перед выгрузкой небольшое количество воды подается непосредственно в грязевую камеру для вытеснения нефтепродукта к центру барабана, т.е. смещения к центру «нейтрального слоя» во избежание попадания нефтепродукта в шламовую камеру в процессе выгрузки. Операция частичной выгрузки протекает быстро и точно. При этом выбрасывается небольшой постоянный объем концентрированного осадка и воды.

В итоге потери нефтепродукта практически отсутствуют, расход воды мал, производительность и к.п.д. сепаратора увеличиваются.

Периодичность выгрузки назначается программой в зависимости от загрязнения нефтепродукта и может быть установлена с короткими интервалами без ухудшения работы установки.

На рис. 4.14 показана компоновка сепаратора серии WHPX. Серия включает пять моделей с номинальной производительности от 4500 до 20 000 л/час при работе с топливом (13 сСт, 50°C).

На рис. 4.15 представлен барабан сепаратора серии WHPX.

Работа сепаратора происходит следующим образом. При закрытом барабане топливо подается в барабан по центральному неподвижному патрубку (по стрелке «В») и, проходя через каналы нижней тарелки, поступает на сепарацию в пакет тарелок 7. Здесь происходит очистка топлива. Вода и шлам, как более тяжелые фракции, под действием центробежных сил перемещаются к периферии барабана в шламовую камеру, а чистое топливо движется к центру барабана и откачивается неподвижным напорным диском 3 (насажен на центральный патрубок) в выходной патрубок (по стрелке «Б»). Отсепарированная вода из шламовой камеры поступает через регулировочную шайбу 2 в камеру неподвижного водяного напорного диска 1 (насажен на центральный патрубок), откуда откачивается в выходной патрубок по стрелке «Г».

Регулировочная шайба 2 выбирается из имеющегося комплекта с таким выходным отверстием, чтобы «нейтральный слой»  $D_{нс}$  в барабане поддерживался на уровне внешнего диаметра пакета тарелок, который меньше внешнего диаметра верхней тарелки 6.

Рассмотрим процесс частичной выгрузки барабана. Он полностью автоматизирован и его начало определено заложённой программой.

**Первый этап — подготовка к выгрузке.** Клапан на выпускной трубе отсепарированной воды (поз. 5 на рис. 4.14 или стрелка «Г» на рис. 4.15) закрывается и небольшое количество воды через патрубок 20 по стрелке «А» (см. рис. 4.15) подается в камеру напорного диска 1 и далее под регулировочную шайбу 2 по кольцевому водяному каналу непосредственно в грязевую камеру. При этом диаметр  $D_{нс}$  «нейтрального слоя» уменьшается, т.е. топливо смещается к центру. Создается таким образом в грязевой камере запас воды перед выгрузкой.

**Второй этап — открытие барабана.** Это происходит с помощью подвижного дна 9, которое может опускаться вниз (открытие барабана) или подниматься вверх (закрытие барабана) под действием специальной гидравлической системы.

В верхнем (закрытом) положении подвижное дно 9 поддерживается давлением «закрывающей» воды, которая поступает по трубопроводу 15 в полость под ним.

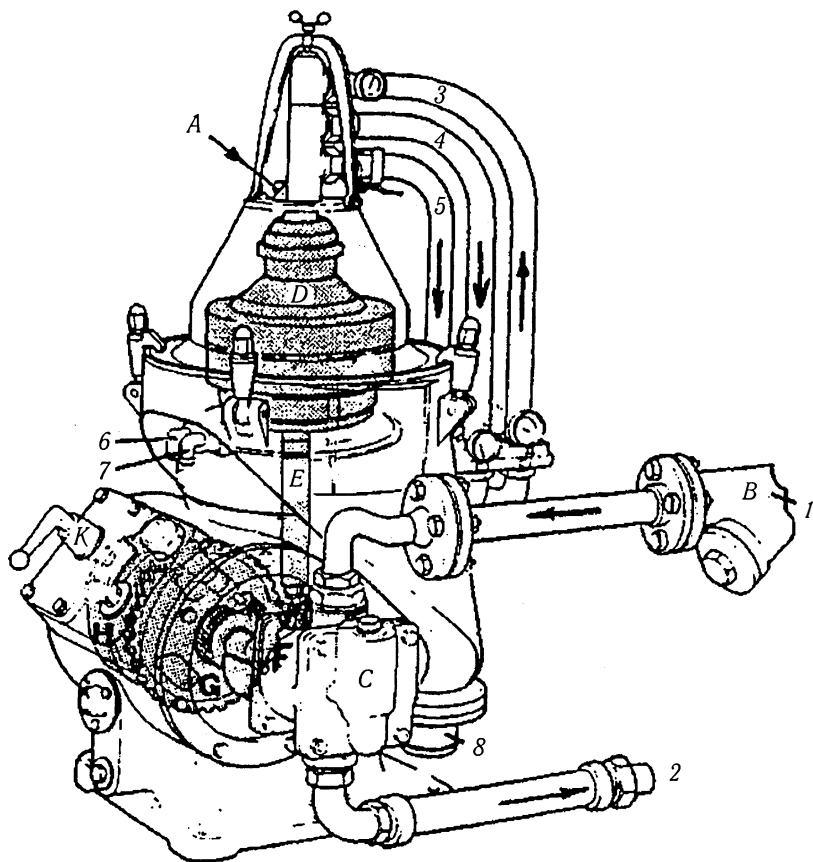


Рис. 4.14. Схема компоновки сепаратора серии WHPX: 1 — входной патрубок топлива (масла); 2 — выходной (нагнетательный) патрубок насоса к подогревателю; 3 — входной трубопровод топлива в барабан сепаратора от подогревателя; 4 — выход чистого топлива; 5 — выход отсепарированной воды; 6 — патрубок для входа «закрывающей» воды; 7 — патрубок для входа «открывающей» воды; 8 — патрубок для выхода шлама; «А» — подача воды для гидравлического затвора и частичной выгрузки; «В» — фильтр; «С» — насос; «D» — барабан сепаратора; «Е» — вертикальный вал; «F» — червяк; «G» — червячное колесо; «H» — фрикционная муфта; «K» — тормоз.



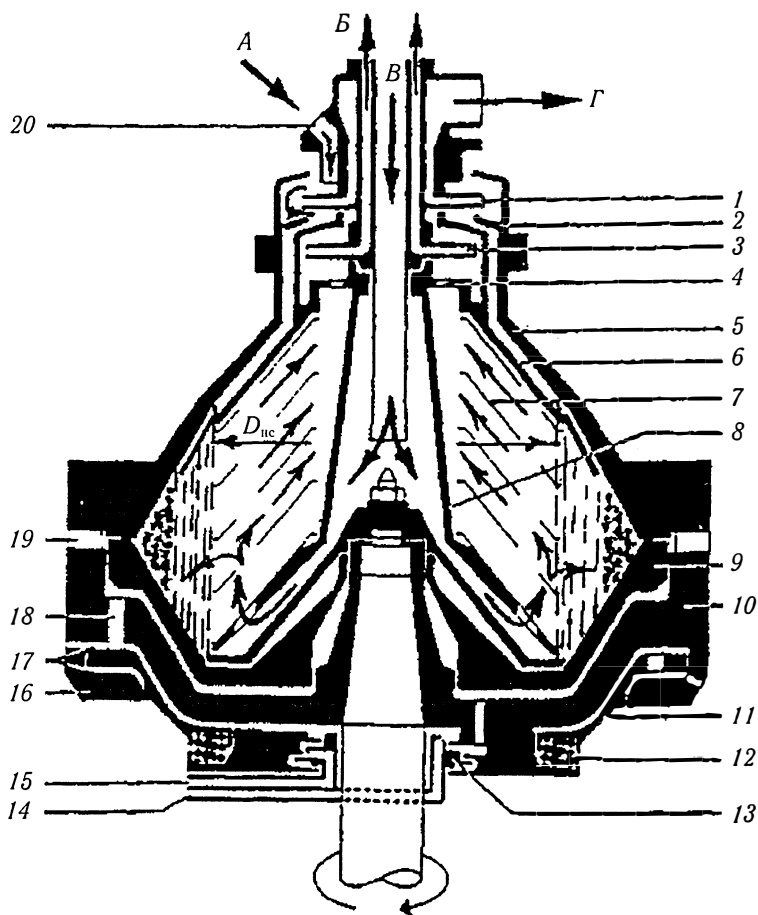


Рис. 4.15. Барабан сепаратора серии WHPX: 1 — напорный диск для удаления отсепарированной воды (по стрелке «Г»), 2 — регулировочная шайба; 3 — напорный диск для удаления очищенного топлива (по стрелке «Б»), 4 — шайба; 5 — колпак барабана; 6 — верхняя (разделительная) тарелка; 7 — пакет тарелок; 8 — тарелкодержатель; 9 — подвижное дно барабана; 10 — корпус барабана; 11 — управляющее кольцо; 12 — пружина; 13 — напорный диск для рабочей воды; 14 — патрубок для подачи «открывающей» воды; 15 — патрубок для подачи «закрывающей» воды; 16 — кольцо; 17 — камера с соплами; 18 — сливной канал; 19 — разгрузочные отверстия; 20 — подача воды для гидравлического затвора и частичной выгрузки (по стрелке «А»)

Опускание подвижного дна 9 происходит следующим образом. По трубопроводу 14 подается «открывающая» вода в полость над управляющим кольцом 11, которое под давлением опускается вниз, преодолевая усилие пружин 12. При этом открываются сливные каналы 18 и вода из камеры под дном выходит через эти каналы и сопла 17 наружу. Дно быстро опускается под давлением собственного веса и центробежных сил вращающейся внутри барабана массы. Разгрузочные отверстия 19 открываются и порция шлама и грязной воды резко выбрасывается под действием центробежной силы.

При этом диаметр «нейтрального слоя» Днс резко увеличивается, но он не должен превысить наружный диаметр верхней тарелки 6 во избежание попадания топлива в грязевую камеру.

**Третий этап — закрытие барабана.** После выхода воды из камеры 17 управляющее кольцо 11 под действием сжатых пружин 12 поднимается вверх и перекрывает выходные каналы 18. «Закрывающая» вода по трубопроводу 15 и внутренним каналам поступает в замкнутую полость под подвижным дном и поднимает его до плотного закрытия барабана. Плотность обеспечивается уплотнительным кольцом. По каналу 20 поступает вода до создания нормального гидравлического затвора Днс, после чего ее подача отключается и открывается выпускной патрубков «Г».

На этом цикл частичной выгрузки завершен. Он длится не более 1,0 секунды. В течение всех этапов цикла не прекращалась подача топлива в барабан и продолжался процесс его сепарирования и отвода по каналу Б.

Система электронного управления ЕРС состоит из программного блока ЕРС30 и ряда исполнительных устройств. Система обеспечивает автоматическую работу сепаратора в соответствии с выбранной программой, которая учитывает тип и размеры сепаратора, режим работы (пурификация или кларификация), время между выгрузками, интервалы между различными операциями в процессе выгрузки, пуска и остановки сепаратора.

В системе предусмотрены операции контроля разных параметров (температуры, давления), аварийной сигнализации и предупреждения ложных аварийных сигналов.

Каждый сепаратор оборудуется своей системой ЕРС. Возможна совместная работа двух и трех сепараторов путем стыковки систем ЕРС.

На рис. 4.16 показана схема автоматической системы Альфакс.

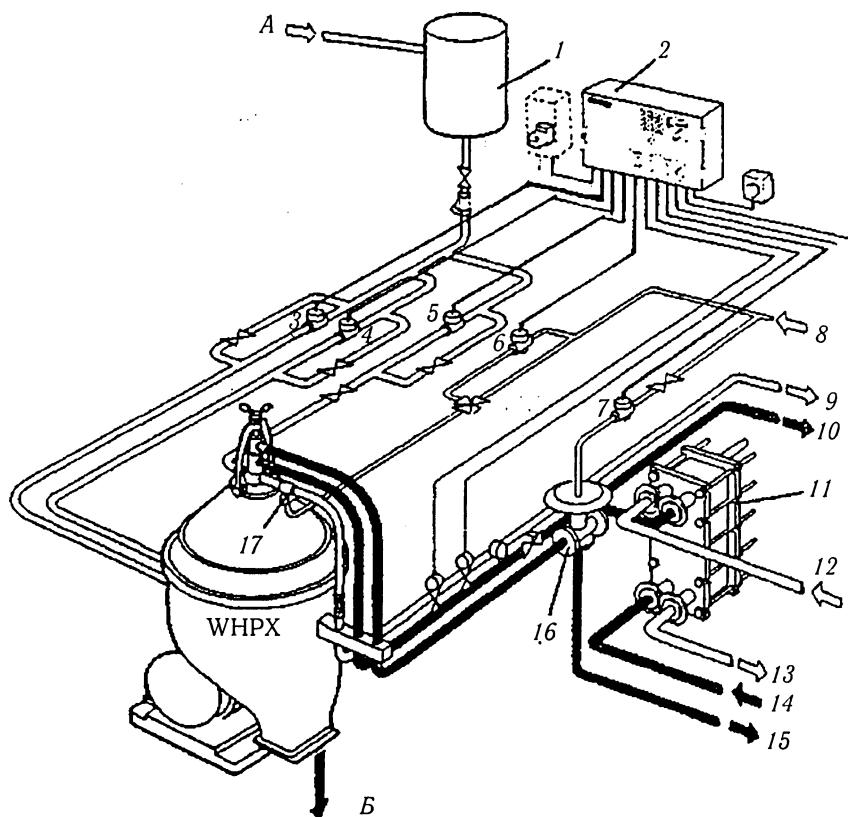


Рис. 4.16. Автоматическая система сепарирования Альфакс: 1 — водяной бак (располагается на 3,0 м выше сепаратора); 2 — блок программного управления; 3 — соленоидный клапан подачи «открывающей» воды; 4 — соленоидный клапан подачи «закрывающей воды»; 5 — соленоидный клапан подачи воды для гидравлического затвора и разгрузки; 6 — соленоидный клапан управления запорным клапаном 17 на выходе отсепарированной воды; 7 — соленоидный клапан управления трехходовым клапаном 16 подачи нефтепродукта в барабан; 8 — сжатый воздух для управления клапанами 16 и 17; 9 — выход отсепарированной воды; 10 — выход чистого топлива; 11 — подогреватель; 12 — вход пара; 13 — выход конденсата; 14 — вход нефтепродукта в подогреватель от насоса; 15 — отвод нефтепродукта на рециркуляцию; 16 — трехходовой клапан; 17 — запорный клапан; «А» — пополнение бака 1 пресной водой; «Б» — удаление шлама

Принцип работы системы сепарирования Альфакс достаточно понятен из приведенной схемы. Тем не менее поясним некоторые факторы. Соленоидные клапаны 3, 4, 5, 6 управляют всеми этапами частичной выгрузки по назначенной программе. Соленоидный клапан 7 управляет трехходовым клапаном 16 с помощью энергии сжатого воздуха. Возможен частичный сброс подогретого топлива на рециркуляцию по трубопроводу 15, а также полное прекращение подачи топлива к сепаратору.

Эффективность работы сепаратора существенно зависит от правильного выбора регулировочной шайбы 2 (см. рис. 4.15). Ее выходное отверстие обеспечивает необходимое положение «нейтрального слоя», диаметр которого  $D_{нс}$  должен быть примерно равным наружному диаметру пакета тарелок 7, но не более наружного диаметра верхней тарелки 6 во избежание прорыва топлива в кольцевой канал отсепарированной воды.

Уменьшение  $D_{нс}$  также нежелательно, т.к. при этом уменьшается сепарирующая поверхность тарелок и возможен выход топлива с водой. Регулировочная шайба с нужным выходным отверстием подбирается в зависимости от плотности и вязкости сепарируемого нефтепродукта, но также нужно учитывать и скорость его потока.

Поэтому фирма Альфа-Лаваль разработала регулятор скорости потока. Необходимая скорость потока устанавливается ручным вентилем, а далее она поддерживается постоянной с помощью пневматического клапана постоянного давления, перепускающего часть потока нефтепродукта. Постоянный перепад давлений обеспечивает постоянную скорость потока.

### 4.3.2. Автоматическая система сепарирования Алькап

Эта система является дальнейшим совершенствованием системы сепарирования Альфакс. Ее основное назначение — очистка тяжелого топлива с удельным весом до  $1010 \text{ кг/м}^3$  ( $t = 15^\circ\text{C}$ ) и вязкостью до 700 сСт ( $50^\circ\text{C}$ ), однако она может применяться и для других менее вязких топлив.

В состав системы Алькап входят: сепаратор серии FOPX, блок программного управления EPC или IPC, микропроцессор MARST I, датчик определения воды в топливе WT 100, клапан удаления отсепарированной воды и другое оборудование.

Серия сепараторов FOPX состоит из нескольких моделей со следующими характеристиками: FOPX607 — производительность 5500 л/ч, FOPX609 — 7500 л/ч, FOPX610 — 10 000 л/ч, FOPX613 — 15 000 л/ч.

Конструкция сепараторов серии FOPX аналогична сепараторам серии WHPX, которые были обстоятельно рассмотрены выше (см. рис. 4.15). Операция частичной выгрузки в барабане сепаратора FOPX протекает аналогично барабану WHPX, т.к. устройство подвижного дна барабана такое же.

Однако существует принципиальное отличие в удалении из барабана FOPX отсепарированной воды. В этом барабане отсутствует регулировочная шайба 2 (см. рис. 4.15). Вместо нее установлен проточный диск с отверстием постоянного диаметра.

Таким диском невозможно регулировать положение «нейтрального слоя». В то же время положительным является то, что исключается непростая процедура подбора нужной регулировочной шайбы.

В этом сепараторе удобным способом регулирования положения «нейтрального слоя» оказалось периодическое удаление отсепарированной воды с помощью автоматических устройств. Они рассматриваются ниже.

На рис. 4.17 представлена схема автоматической системы сепарирования Алькап.

Блок 2 служит для программирования всех операций работы сепаратора. Блок 3 является управляющим. В нем анализируются сигналы датчиков и от него поступают команды на открытие соленоидных клапанов, трехходового клапана 14 и других автоматических устройств.

Соленоидные клапаны 17, 18, 19 обслуживают (аналогично сепаратору WHPX) частичную выгрузку шлама и скопившейся воды из шламовой камеры. Начинается эта операция подачей воды в шламовую камеру через соленоидный клапан 17. Количество воды программируется таймером или оценивается датчиком 15. Заканчивается операция выгрузки также подачей порции воды через клапан 17 для создания гидравлического затвора. Операция длится менее 1,0 сек. Периодичность этой операции программируется на блоке 2 в зависимости от степени загрязнения нефтепродукта.

Рассмотрим процесс периодического удаления из барабана сепаратора FOPX отсепарированной воды. Между частичными выгрузками сепаратор работает в режиме кларификации,

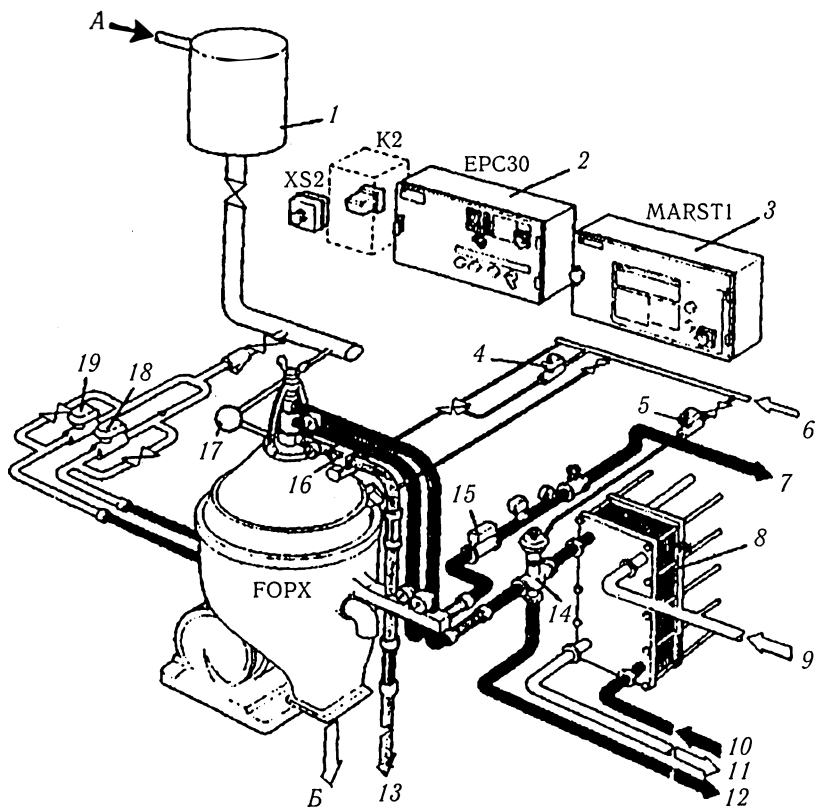


Рис. 4.17. Автоматическая система сепарирования Алькап: 1 — водяной бак; 2 — программный блок; 3 — блок управления; 4 — соленоидный клапан управления клапаном 16 на выходе отсепарированной воды; 5 — соленоидный клапан управления трехходовым клапаном 14, подающим топливо (масло) в сепаратор; 6 — подача воздуха на управление клапанами 14 и 16; 7 — выход отсепарированного топлива (масла); 8 — паровой подогреватель топлива; 9 — вход пара; 10 — вход топлива от насоса; 11 — выход конденсата; 12 — выход подогретого топлива на рециркуляцию; 13 — выход отсепарированной воды; 14 — трехходовой клапан; 15 — датчик обнаружения воды в топливе WT 100; 16 — клапан с воздушным приводом; 17 — соленоидный клапан подачи воды для выгрузки; 18 — соленоидный клапан подачи «открывающей» воды; 19 — соленоидный клапан подачи «закрывающей» воды; «А» — подача пресной воды для пополнения бака 1; «Б» — удаление шлама

т.к. клапан 16 на выходе отсепарированной воды закрыт и вода скапливается в шламовой камере.

Граница топлива и воды, т.е. «нейтральный слой» постепенно смещается к центру барабана. Вначале он достигает наружного диаметра пакета тарелок, а затем начинает углубляться далее к центру барабана. При этом некоторое количество воды начинает поступать в выходной трубопровод топлива, где обнаруживается высокоточным датчиком 15. Сигнал от этого датчика поступает в управляющий блок 3 и он выдает команду на открытие соленоидного клапана 4, который подает воздух на открытие выпускного клапана 16.

Вода из шламовой камеры удаляется под действием центробежной силы через отверстие проточного диска (установлен вместо регулировочной шайбы 2, см. рис. 4.15) в камеру напорного диска 1, который нагнетает воду в выходной трубопровод по стрелке «Г».

По окончании установленного в программе промежутка времени соленоидный клапан 4 закрывается и клапан 16 закрывается под действием пружины.

Если запрограммированный момент выгрузки шлама из сепаратора опережает сигнал датчика 15, то скопившаяся в шламовой камере отсепарированная вода будет выброшена вместе со шламом при выгрузке.

В случае значительного обводнения исходного нефтепродукта возможно двух и трехкратное удаление воды путем открытия клапана 16, но при пятикратном удалении, программа останавливает сепаратор и включается сигнализация.

Датчик 15 емкостного типа. Он оценивает с высокой точностью изменение диэлектрической постоянной чистого нефтепродукта. Точность измерения — 0,05%, при содержании воды в продукте до 10%. Автоматическая система удаления воды включается в действие, когда превышает установленный предел ее содержания в отсепарированном продукте (например, 0,2%).

При выгрузках и удалении воды подача нефтепродукта и его очистка в сепараторе не прерываются. Подача прекращается только в аварийных ситуациях, например, при обесточивании блока управления, падении давления воздуха в системе, отсутствии разгрузки барабана, очень высоком содержании воды в нефтепродукте, повышенной вибрации, отклонении от установленных пределов давления нагнетания нефтепродукта.

В этих случаях соленоидный клапан 5 открывает подачу воздуха на трехходовой клапан 14, который перепускает топливо по трубопроводу 12 на рециркуляцию, т.е. на всасывание насоса.

Автоматическая система управления регистрирует ряд других параметров и сигнализирует об их отклонениях от установленной нормы, но не прерывает работу сепаратора.

Опыт эксплуатации автоматических систем сепарирования в целом положителен, однако имеются факты их отказов. Причины — недостаточная надежность автоматических устройств. Они требуют грамотного техобслуживания и должен быть в наличии ЗИП.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Объясните работу сепаратора в режиме кларификации.
2. Как работает сепаратор в режиме пурификации?
3. Что такое «нейтральный слой» в барабане сепаратора и что происходит при перемещении этого слоя к оси сепаратора или периферии барабана?
4. Для чего используются регулировочные шайбы и как они влияют на работу сепаратора?
5. Как выполняют подбор регулировочных шайб?
6. Как устроены и работают напорные диски в барабане?
7. Объясните схему установки и работу сепаратора (элементы, назначение и принципы работы).
8. Как устроен и работает вертикальный вал сепаратора?
9. Как устроен и работает горизонтальный вал сепаратора?
10. Поясните назначение и работу муфты сцепления горизонтального вала сепаратора.
11. Объясните конструкцию и принцип работы подвижного дна сепаратора.
12. Как происходит автоматическая разгрузка сепаратора?
13. Поясните ТО сепараторов (пуск, работа, остановка).
14. Основные неисправности сепаратора (их причины и способы устранения).
15. Автоматическая система сепарирования Альфакс (устройство и принцип работы).
16. Автоматическая система сепарирования Алькап (устройство и принцип работы).



## Глава 5. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РУЛЕВЫЕ МАШИНЫ (СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ)

### 5.1. Функциональные схемы типовых рулевых машин

На судах морского флота эксплуатируют разнообразные электрогидравлические рулевые машины (ЭГРМ) зарубежных фирм. Рассмотрим их основные схемы, дающие наиболее общее и наглядное представление о составе и функциональных связях их основных элементов и узлов.

Одна из типовых современных ЭГРМ состоит из электрической системы управления и силовой части — гидравлической рулевой машины (ГРМ) (рис. 5.1). Принцип действия такой ЭГРМ заключается в следующем. При повороте штурвала на мостике в ту или другую сторону на угол  $\alpha_{ш}$  сельсин  $C_{\phi}$  вырабатывает соответственно положительное или отрицательное напряжение  $u_{\phi}$ , из которого вычитается сумма трех сигналов обратных связей: по положению руля  $u_{\alpha}$ , по положению  $u_h$  и скорости перемещения  $u_{тг}$  управляющего валика. Сигналы обратных связей вырабатываются сельсинами  $C_{\alpha}$ ,  $C_h$  и тахогенератором ТГ, механически соединенными с рулем и управляющим валиком.

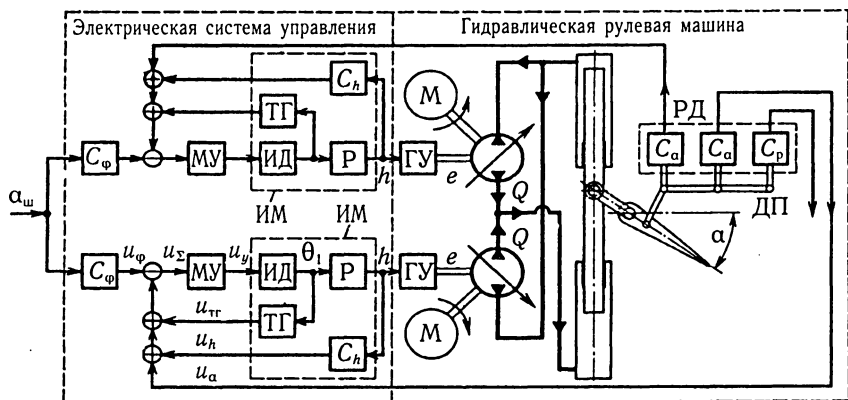


Рис. 5.1. Функциональная схема типовой ЭГРМ

Суммарный сигнал  $u_{\Sigma}$  усиливается магнитным усилителем МУ до напряжения  $u_y$ , подаваемого на управляющую обмотку двухфазного асинхронного исполнительного электродвигателя ИД, угол поворота которого  $\theta$  уменьшается редуктором Р до значения линейного перемещения  $h$  управляющего валика. Этот валик является выходным элементом электрической системы управления и задающим органом ГРМ.

Управляющий валик соединен с золотником следящего гидравлического усилителя ГУ, который в свою очередь механически соединен с управляющим органом (блоком цилиндров) насоса регулируемой подачи. В зависимости от значения и знака перемещения  $e$  (эксцентриситет или угол поворота люльки) насос подает рабочую жидкость в соответствующий цилиндр рулевого привода, и руль перекадывается на заданный угол  $\alpha$  в сторону того или другого борта от диаметральной плоскости ДП судна.

Обратные связи с сельсинами  $C_h$  и  $C_{\alpha}$  применяют для обеспечения следящего принципа управления рулем. Это происходит следующим образом. При появлении сигнала  $u_y$  начинает перемещаться управляющий валик. Его перемещение  $h$  преобразуется сельсином  $C_h$  в сигнал  $u_h$  противоположного  $u_{\phi}$  знака. Когда сумма этих сигналов  $u_{\Sigma}$  станет равной нулю, валик останавливается в некотором положении  $h$ , а насос получает задание  $e$ . При этом начинается перекадка руля и сельсин  $C_{\alpha}$  выдает сигнал  $u_{\alpha}$ , пропорциональный  $\alpha$ , но обратный по знаку сигналу  $u_{\phi}$ . Суммарный сигнал  $u_{\Sigma}$  становится отрицательным, и под его действием исполнительный электродвигатель ИД начинает вращаться в противоположном направлении, уменьшая выходной параметр  $h$ . Далее при неизменном сигнале  $u_{\phi}$  (штурвал удерживается в нужном положении) уменьшается сигнал  $u_h$  до нуля и увеличивается  $u_{\alpha}$  до момента равенства нулю суммарного сигнала  $u_{\Sigma}$ . В этот момент руль останавливается, а угол его перекадки  $\alpha$  соответствует по значению и направлению углу поворота штурвала аш. При любых других поворотах штурвала следящая система работает аналогично.

Обратную связь с тахогенератором ТГ применяют для улучшения динамических характеристик следящей системы и, в частности, для улучшения переходного колебательного процесса управляющего валика.

Таким образом, рассмотрена работа одной линии управления и ее насоса. Другая линия управления и второй насос работают аналогичным образом.

Возможна также одновременная работа обеих линий управления и насосов от одного сигнала — поворота штурвала, что применяют в процессе эксплуатации для увеличения скорости перекладки руля.

Работа ЭГРМ в автоматическом режиме с одним (или другим) насосом осуществляется аналогично работе описанного ручного следящего управления с той разницей, что управляющий сигнал  $u_\phi$  вырабатывается не вращением штурвала, а автоматическим прибором — авторулевым. Электрическая система управления является его структурной частью.

На схеме, кроме рассмотренных элементов обозначены также исполнительный механизм ИМ, объединяющий конструктивно элементы ИД, Р, ТГ,  $C_h$ , и рулевой датчик РД, в состав которого входят сельсины обратных связей  $C_a$  и датчик истинного положения руля  $C_p$ . Приборы ИМ и РД располагают непосредственно на ГРМ.

Принцип действия ЭГРМ российского производства (рис. 5.2) аналогичен принципу действия рассмотренной машины, несмотря на различие отдельных элементов. В частности, отсутствуют тахогенераторы ТГ, а вместо магнитных усилителей применены электронные У1 и У2.

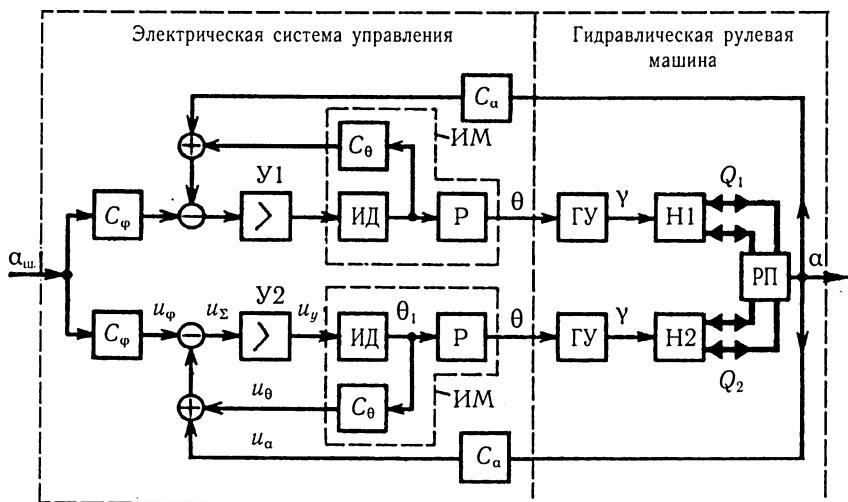


Рис. 5.2. Функциональная схема ЭГРМ (Россия)

Для удобства сравнения схем на них использованы в основном одинаковые обозначения элементов и переменных параметров. Здесь  $H_1$  и  $H_2$  — насосы, РП — рулевой привод. Перемещение управляющего валика  $\theta$  может быть как линейным (для радиально- и аксиально-поршневых насосов при наличии прибора ИМ-2), так и угловым (для аксиально-поршневых насосов при наличии прибора ИМ-1). Аналогично перемещение регулируемого органа насосов  $\gamma$  может быть соответственно линейным или угловым.

Рассмотрим работу автономной плунжерной ГРМ (рис. 5.3). Два идентичных исполнительных механизма ИМ (от двух линий управления) работают на один выходной управляющий элемент — шток 12, перемещение которого  $h$  является заданием для ГРМ на перекладку руля. Это задание с помощью рычагов  $BD$  (точка  $D$  при этом неподвижна) и  $FG$ , соединенных между собой в точке  $C$ , и штанги 17 передается насосам 8 регулируемой подачи, которые создают согласно полученным перемещениям  $e_1$  и  $e_2$  регулируемых органов подачи  $Q_1$  и  $Q_2$  рабочей жидкости.

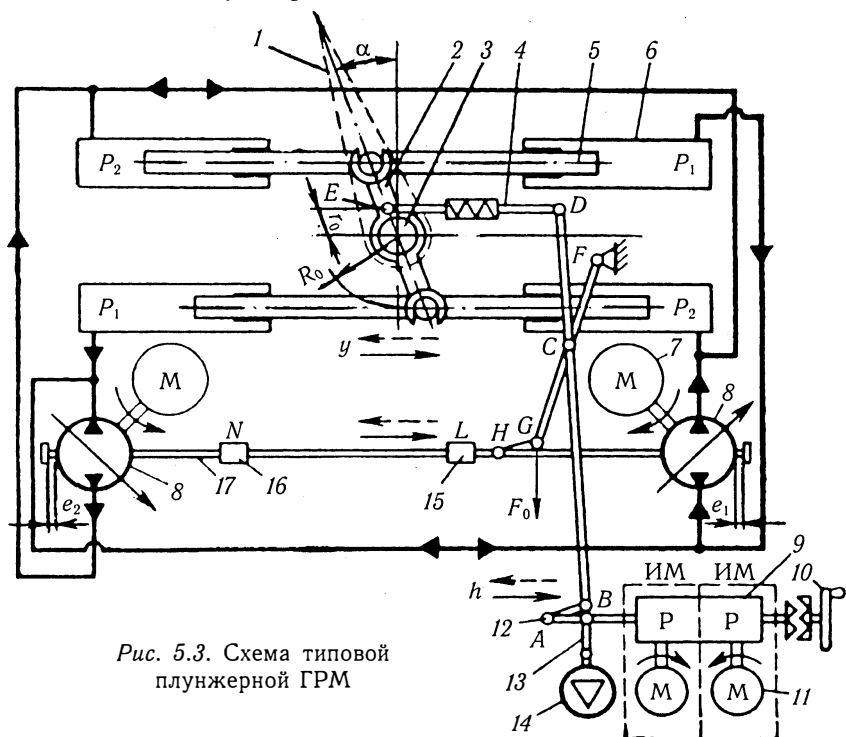


Рис. 5.3. Схема типовой плунжерной ГРМ

Взаимное расположение насосов, приводимых в действие электро-двигателями 7, таково, что их подачи складываются. При работе насосов в цилиндрах 6 плунжерного привода создается перепад давлений ( $p_1 - p_2$ ) и руль 1 посредством плунжеров 5 и румпеля 2 перемещается на некоторый угол  $\alpha$ . При этом обратная механическая связь 4, отстоящая на расстоянии  $r_0$  от оси вращения баллера 3, возвращает посредством рычагов  $DB$  и  $FG$  штангу 17 в исходное среднее положение, при котором суммарное перемещение регулируемых органов насосов  $e = 0$ . Когда руль останавливается, его угол перекаладки  $\alpha$  соответствует заданию  $h$  по значению и направлению.

Перемещение  $e$  штанги 17 в реальных условиях эксплуатации всегда несколько отличается от перемещений  $e_1$  и  $e_2$  управляемых органов насосов из-за рассогласования их нулевых положений и люфтов в рычажном механизме управления насосами. Для согласования нулевых положений применяют регулировочное устройство — винтовые соединения 15, 16 на концах штанги  $NL$ . Серьги  $AB$  и  $HG$  компенсируют взаимное перемещение рычагов.

В случае отказа дистанционной системы управления рулевая машина приводится в действие штурвалом 10, соединяемым вручную с редуктором 9. Указатели положения руля на мостике получают электрический сигнал от датчика 14, приводимого в действие рычагом 13, который соединен со штоком 12.

Таким образом, данная ГРМ с механической обратной связью представляет собой самостоятельный замкнутый контур, т.е. автономную следящую систему, включенную последовательно замкнутому контуру электрической следящей системы управления.

Все ЭГРМ могут работать с любым из двух или одновременно с обоими насосами. Различие между ними заключается в том, что в рассмотренных ранее ЭГРМ при работе одной линии управления и ее насоса другая линия управления со своим насосом выключена, а в случае ЭГРМ с автономной ГРМ (см. рис. 1.4) может работать любая линия управления с любым из двух или одновременно с обоими насосами. При этом регулируемые органы обоих насосов приводятся в движение от одной управляющей штанги независимо от того, находятся в действии один из двух или оба насоса. Насос включается в работу запуском его электродвигателя с основного поста управления (на мостике), а также из румпельного помещения.

На рис. 5.4 показана схема работы лопастной ГРМ. Принцип ее действия следующий. Двухлопастный ротор 2 рулевого привода

непосредственно соединен с баллером 3 руля (в данном случае с помощью конусного соединения и шпонки) и может вращаться в том или другом направлении внутри цилиндра (корпуса) 1 привода, неподвижно скрепленного с фундаментом при помощи фланцев 5. Внутри цилиндра размещены жестко скрепленные с ним неподвижные лопасти 4. Объем цилиндра, таким образом, разделен на 4 полости (в трехлопастном приводе — на 6 полостей), две из которых (А) — напорные, а две другие (В) — сливные. Зазоры между деталями лопастного привода герметичны благодаря уплотнительным устройствам 6.

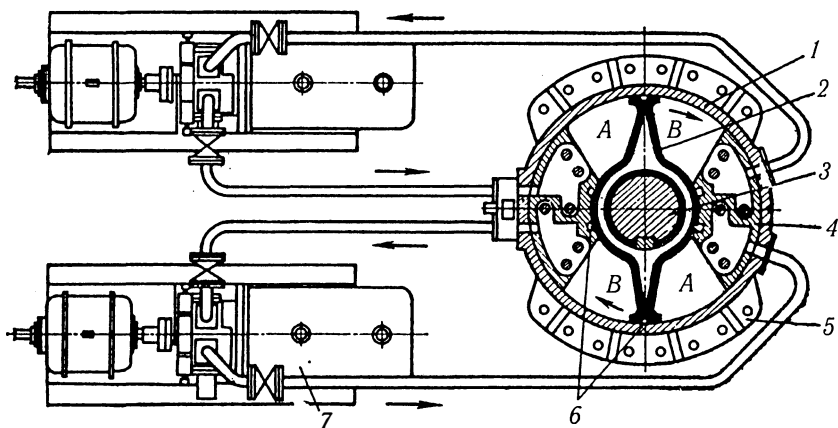


Рис. 5.4. Схема лопастной ГРМ

Под действием давления рабочей жидкости, создаваемого насосами 7, вращаются ротор привода и соединенный с ним руль. Изменение направления вращения осуществляется изменением направления потока рабочей жидкости. В насосах регулируемой подачи это достигается сменой положительного эксцентриситета отрицательным (или наоборот), а при обслуживании гидросистемы насосами постоянной подачи — золотниково-распределительным устройством.

## 5.2. Принципиальные гидравлические системы типовых рулевых машин

### 5.2.1. Плунжерная рулевая машина

Рассмотрим работу типовой ГРМ (рис. 5.5), функциональная схема которой приведена на рис. 5.1, при различных эксплуатационных режимах и возможных типовых ситуациях.

Основными элементами гидравлической системы являются: плунжерный привод с цилиндрами Ц1—Ц4, главные насосы регулируемой подачи 3 с приводными электродвигателями 4, следящие гидросилители (1—2), блок клапанов 7, вспомогательные насосы постоянной подачи 5 и 25, аварийный насос регулируемой подачи 31 с электроприводом, расходные и запасные цистерны 23, 34 и 36, а также различная предохранительная, регулирующая и запорная гидравлическая аппаратура.

Гидравлическими узлами схемы являются: силовой контур (обозначен жирными линиями), включающий плунжерный привод, главные насосы 3 и блоки клапанов 6 и 7; контуры управления главными насосами, состоящие из вспомогательных насосов 5, приводимых в действие электродвигателями главных насосов, золотников 1 и цилиндров 2; система подпитки силового контура от насоса 25 и контур аварийного насоса 31.

В основном режиме перекладки руля, например от правого главного насоса, гидравлическая система работает следующим образом. Сигнал на перекладку руля поступает от электрической системы управления на правый исполнительный механизм ИМ, выходной валик которого механически соединен с золотником 1. При перемещении золотника из нулевого положения, например вправо, на некоторую величину рабочая жидкость сливается из правой полости цилиндра гидросилителя в расходную цистерну 23, а дифференциальный поршень 2 под давлением (0,8—1,5) МПа (регулируется редукционным клапаном 24) в левой полости цилиндра перемещается вправо до перекрытия рабочих каналов золотника (т.е. на величину хода золотника), создавая эксцентриситет правого главного насоса 3.

Рабочая жидкость силового контура от насоса 3 через клапаны 8, 13 и 15 подается в цилиндры Ц1 и Ц4, руль при этом перекачивается по часовой стрелке. Поворот руля происходит до тех пор, пока обратные связи  $C_h$  и  $C_a$ , не возвратят золотник 1

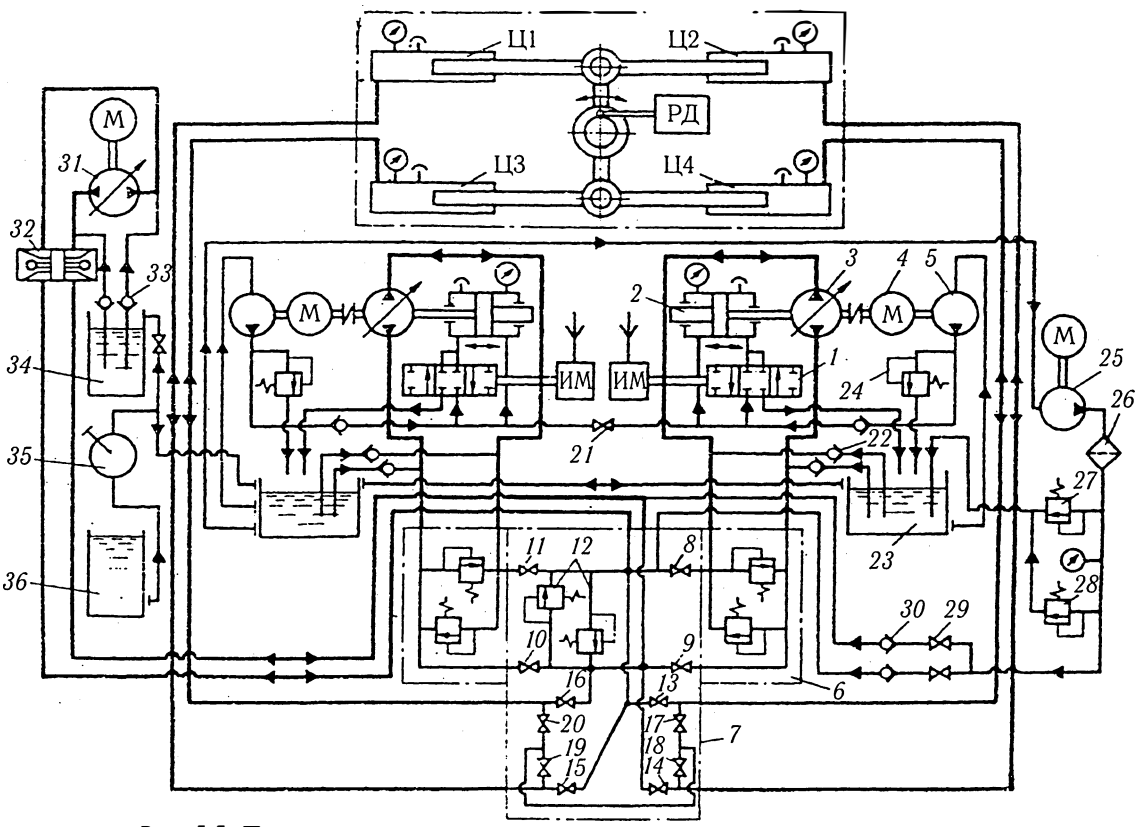


Рис. 5.5. Принципиальная гидравлическая система типовой плунжерной ГРМ



в среднее (нулевое) положение. Это же положение займут вместе с золотником дифференциальный поршень 2 и регулируемый орган насоса 3.

Для возвращения руля в нулевое положение (в диаметрально плоскость) необходим новый электрический сигнал (поворот штурвала) той же величины, но противоположный по знаку. При этом золотник переместится из нулевого положения влево и рабочая жидкость контура управления поступит в правую полость цилиндра. Дифференциальный поршень 2 при этом переместится влево, создавая эксцентриситет насоса 3 противоположного знака, а рабочая жидкость поступит от насоса 3 через клапаны 9, 14, 16 в цилиндры Ц2 и Ц3, поворачивая руль против часовой стрелки. Руль остановится, когда те же обратные связи вновь возвратят золотник 1 в среднее положение.

Клапаны 17, 18, 19 и 20 являются байпасными и при нормальной работе ГРМ должны быть закрыты, а клапаны 8—11 — всегда открыты.

Работа ГРМ с другим (левым) главным насосом осуществляется аналогичным образом. Возможна также одновременная работа обоих главных насосов для увеличения (примерно в 2 раза) скорости перекладки руля.

При работе одним главным насосом второй во избежание вращения в режиме гидромотора отсекается от силового контура гидрозамком или затормаживается храповиком, размещенным на валу соединения с электродвигателем 4. На схеме показан гидрозамок 32 аварийного насоса.

Для компенсации внешних утечек силовой контур имеет систему подпитки, состоящую из вспомогательного насоса 25 с электродвигателем М, фильтра 26 и гидравлической магистрали с клапанами: предохранительным 27, редуциционным (0,2—0,3 МПа) 28, запорными 29 и обратными 30. Можно также подпитывать силовой контур через обратные клапаны 22 при выходе из строя насоса 25. В других конструкциях ГРМ нередко функции насоса 25 передаются вспомогательному насосу 5. При этом несколько изменяется контур подпитки.

В процессе эксплуатации ГРМ возможны различные отклонения от нормального режима работы. Некоторые из таких отклонений имеют типовой характер, поэтому в гидравлической системе предусматриваются для исключения возможных аварий специальные предохранительные устройства и переключения клапанов.

В случае выхода из строя электрической дистанционной системы управления можно пользоваться местным (аварийным) управлением главными насосами с помощью штурвала (рукоятки) ИМ, воздействующего непосредственно на золотник 1.

При обесточивании судна или выходе из строя обоих главных насосов рулевой машиной можно управлять также с помощью аварийного агрегата, включающего насос регулируемой подачи 31, электродвигатель с питанием от аварийной сети, гидрозамок 32, клапаны подпитки 33 и бак 34. Пополнение расходных емкостей 23 и бака 34 осуществляется ручным насосом 35 из запасной емкости 36.

Четырехцилиндровый привод может работать при различных сочетаниях двух цилиндров: Ц3 и Ц1, Ц2 и Ц4, Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4, а также при действии всех четырех цилиндров. При этом должны быть переключены соответствующим образом (согласно существующим инструкциям) запорные клапаны 13—16 и байпасные клапаны 17—20.

При плавании во льдах, навалах рулем на препятствие, сильных ударах волн о перо руля возникают значительные пики давления в силовом контуре, которые могут повредить руль и скрутить баллер руля. Для предотвращения такой серьезной аварии предусмотрен сдвоенный предохранительно-перепускной клапан 12, давление подрыва которого соответствует 1,5 номинального (наибольшего эксплуатационного) давления. При срабатывании этого клапана руль сползает с заданного положения, но обратная связь  $S_{\alpha}$ , механически соединенная с баллером руля, задает сигнал в электрическую систему управления и далее через ИМ и гидроусилитель (1—2) на главный насос 3 для возвращения руля в заданное положение после снятия аварийного внешнего воздействия. Следует заметить, что, несмотря на наличие клапана 12, во всех современных конструкциях ГРМ еще имеют место серьезные аварии с рулевыми устройствами из-за отказа этого клапана по причине неправильного ухода за ним и очень редкой проверки эксплуатационниками его нормального срабатывания.

Резкое повышение давления в силовом контуре также опасно для главных насосов, поэтому для их защиты в системе предусмотрены сдвоенные предохранительные клапаны 6. У вспомогательных насосов также имеются свои предохранительные клапаны 24 и 27 от перегрузки. При выходе из строя одного из двух вспомогательных насосов предусмотрена их взаимозаменяемость путем открытия клапана 21.

При работе одного насоса возникают перетечки рабочей жидкости через другой насос, которые могут переполнять один из баков 23, поэтому предусмотрено их сообщение специальным трубопроводом.

Для проведения ремонтных и профилактических работ, заполнения гидросистемы рабочей жидкостью или ее удаления из системы предусматриваются различные переключения запорных клапанов, которые специально оговариваются в инструкции по эксплуатации ГРМ.

### 5.2.2. Лопастная рулевая машина типа «АEG Schiffbau»

В состав рулевой машины (рис. 5.6) входят следующие основные узлы и элементы: рулевой трехлопастный привод ЛП; два главных насоса Н1 и Н2 регулируемой подачи аксиально-поршневого типа, приводимые в действие электродвигателями; рычажный механизм управления главными насосами (Р, 24, 25); гидроусилитель, состоящий из золотников 3 и гидроцилиндра ГЦ; блок предохранительных клапанов лопастного привода ПК; два гидрозамка ГЗ главных насосов; вспомогательные насосы В1 и В2 постоянной подачи, приводимые в действие электродвигателями; блок клапанов БК3 электрогидравлической системы управления; аварийный агрегат АА с ручным насосом; бак Б и система гидравлических коммуникаций с необходимыми клапанами.

Рулевая машина работает в следящем режиме, например с главным насосом Н1 и вспомогательным В1, следующим образом. Электрический управляющий сигнал, возникающий при повороте штурвала на мостике, поступает на одну из двух электромагнитных катушек золотника 3. Он перемещается из среднего в одно из крайних положений (например вправо, если смотреть по направлению электрического сигнала), открывая доступ рабочей жидкости от вспомогательного насоса В1 через клапаны БК1, 37, фильтр Ф1, редуционный клапан минимального давления К1, запорный клапан 39 в магистраль 23 питания исполнительного гидроцилиндра ГЦ, поршень которого начнет перемещаться влево (если смотреть по стрелке А), приводя в действие рычажный механизм управления главными насосами. Масло выходит из левой полости гидроцилиндра ГЦ по магистрали 22 через клапан 40, золотник 3, клапан 38 в бак Б.



Перемещение поршня гидроцилиндра воспринимается датчиком обратной связи РД, преобразуется им в пропорциональный по значению электрический сигнал противоположного управляющему сигналу знака и передается на суммирующее устройство электрической системы управления. Поршень останавливается в тот момент, когда суммарный сигнал (управляющий + обратная связь) станет равным нулю, катушка золотника 3 обесточится и золотник под действием пружины вернется в среднее положение, прекращая подачу масла от вспомогательного В1 насоса в магистраль гидроцилиндра ГЦ. Поршень останавливается и его перемещение будет пропорционально электрическому управляющему сигналу.

При повороте штурвала на некоторый угол в противоположном направлении управляющий сигнал поступает на вторую катушку этого же золотника 3. Он перемещается в другое крайнее положение (влево). При этом масло от насоса В1 подается через клапан 40 в другую магистраль (см. направление стрелок на золотнике 3) гидроцилиндра ГЦ, поршень которого перемещается вправо, а масло из правой полости цилиндра выходит через клапан 39, золотник 3 и клапан 38 в бак Б. Работа датчика обратной связи РД осуществляется аналогичным образом, и в результате перемещение поршня вправо будет также пропорционально управляющему электрическому сигналу.

Перемещение поршня (например, влево) передается через дифференциальный рычаг Р на управляющую штангу 24, которая отклоняет блоки цилиндров аксиально-поршневых насосов Н1 и Н2 на некоторый угол от нейтрального (среднего) положения. Рабочая жидкость движется под давлением по замкнутому силовому контуру (насос Н1 — рулевой лопастный привод) и, преодолевая внешнее сопротивление руля, поворачивает ротор 26, расположенный в цилиндре 27, по часовой стрелке. При этом механическая обратная связь 25 через дифференциальный рычаг Р возвращает штангу 24 в нулевое (среднее) положение, уменьшая подачу насоса Н1. Ротор привода останавливается в тот момент, когда суммарный сигнал на штанге 24 от поршня гидроцилиндра ГЦ и обратной связи 25 будет равен нулю, т.е. блок цилиндров насоса Н1 займет при этом нейтральное (среднее) положение.

При перемещении поршня в другом направлении (вправо) следящий механизм управления насосами работает аналогичным образом, а ротор привода вращается против часовой стрелки.

В рассмотренном случае работают две самостоятельные последовательно включенные следящие системы управления. Поршень

гидроцилиндра, являясь исполнительным (выходным) звеном электрогидравлической следящей системы управления, в то же время играет роль задающего (входного) звена рычажного следящего механизма управления подачей главных насосов. Процессы в обеих следящих системах протекают практически одновременно.

В режиме автоматического управления рулевая машина действует по тому же следящему принципу — вместо рулевого работает авторулевой. На лопастных рулевых машинах допускается применение авторулевых тех же марок и систем, что и на плунжерных рулевых машинах.

Двухступенчатые следящие системы управления широко распространены в современных ГРМ. Иногда применяют трехступенчатые, однако увеличение числа ступеней ведет к усложнению систем управления и их обслуживания, к накоплению ошибок и снижению точности управления судном. Многоступенчатость систем управления вызывается необходимостью значительного усиления управляющего сигнала для перемещения регулируемого органа насосов.

Рассмотрим действие основных элементов и узлов ГРМ при различных эксплуатационных ситуациях и режимах работы. При отсутствии управляющего сигнала на золотнике 3 потоки рабочей жидкости от вспомогательных насосов В1 и В2 (при раздельной или совместной их работе) проходят через клапаны соответственно БК1 и БК2, фильтры Ф1, Ф2, клапаны М максимального давления, запорные клапаны 32 и 38 в бак Б. Насосы В1 и В2 берут жидкость из емкостей 20, находящихся в корпусах главных насосов Н1 и Н2. Емкости пополняются из бака Б по магистрали 18. Регулированием клапанов М устанавливают наибольшее необходимое давление в системе управления гидроцилиндром ГЦ, например 1,5—2 МПа.

Гидрозамок ГЗ отключает неработающий главный насос от силовой магистрали, в противном случае он работал бы в режиме гидродвигателя под действием второго насоса, что приводило бы к сползанию руля и погрешностям в его управлении, падению давления в гидросистеме и отказу ГРМ.

Гидрозамки ГЗ управляются клапанами БК1 и БК2 следующим образом. Перед выходом в море одновременно с главным насосом включается в работу его вспомогательный насос (например Н1 и В1), поток масла от которого при давлении, установленном редуцирующим клапаном 28, перебрасывает золотник 29 в левое крайнее положение, перекрывая слив масла из магистрали 30 в трубопровод 31 и направляя его в корпус гидрозамка ГЗ. Под давлением масла сжимается

пружина, открывается клапан гидрозамка и насос Н1 сообщается с силовой магистралью лопастного привода. При выключении насосов Н1 и В1 золотник 29 перебрасывается пружиной в правое крайнее положение и клапан гидрозамка ГЗ под действием своей пружины, выталкивая жидкость через золотник 29 на слив, закрывается.

Для надежной работы гидрозамков в гидросистеме установлены редукционные клапаны минимального давления К1 и К, создающие подпор рабочей жидкости (0,3—0,5 МПа), что необходимо в случае резкого падения давления (нагрузки) ниже 0,3 МПа в магистрали гидроцилиндра ГЦ.

Существуют различные конструкции гидрозамков и способы управления ими. В частности, в аналогичных ГРМ есть вариант электрического управления гидрозамками, а также механический способ торможения насосов с помощью храпового колеса.

Для повышения надежности лопастной ГРМ в гидравлической системе предусмотрены: возможность переключения управляющих золотников З (с помощью клапана З5) и фильтров Ф1, Ф2; взаимозаменяемость главных и вспомогательных насосов, электродвигателей и клапанов; возможность местного (аварийного) управления ГРМ кнопками на золотниках З при выходе из строя электрической дистанционной системы управления или штурвалом на рычажном механизме при выходе из строя обоих вспомогательных насосов; возможность работы аварийным насосом АА при выходе из строя обоих главных насосов, а также защита от перегрузок всех основных узлов ГРМ.

При резком повышении давления в лопастном приводе (сильные удары волн о перо руля, навал льдин и т.д.) срабатывает сдвоенный предохранительно-перепускной клапан ПК и руль сползает, погашая внешнюю нагрузку. При этом обратная связь 25 включает в работу главный насос, и руль возвращается в заданное положение. Главные насосы защищены предохранительными клапанами 21, которые регулируют на давление, несколько большее, чем клапаны ПК.

Резкое сползание руля, заклинивание главных насосов и рычажного механизма могут вызвать скачок давления в цилиндре ГЦ. В таких случаях срабатывают клапаны М1. Вспомогательные насосы, фильтры и золотники защищаются клапанами М.

Возможны различные режимы работы ГРМ: с одним из двух или одновременно с обоими главными (или вспомогательными) насосами и с аварийным насосным агрегатом АА. Для проведения ремонтных работ и профилактических осмотров также предусмотрены различные

варианты переключения в гидравлической системе. Основные возможные режимы и соответствующие положения запорных клапанов указываются в инструкции.

Например, клапаны 1—8, принадлежащие силовому контуру, должны быть всегда открыты при работе ГРМ. Клапан 9 служит для выпуска воздуха из силового контура при подготовке ГРМ к действию. Клапан 10 является байпасным. Он сообщает магистрали силового контура и используется при ремонтах и профилактических работах. Аналогичное назначение имеет клапан 42 контура управления ГЦ. Клапаны 32—34 используются аналогично клапанам 38—40 при работе вспомогательного насоса В2. Подпитка силового контура осуществляется с помощью магистрали 19 с клапанами 7, 8, 17. При заполнении гидросистемы рабочей жидкостью используются клапаны 11, 12, 16. Работа ГРМ в аварийном режиме обеспечивается агрегатом АА с клапанами 13—15. Для подсоединения манометров служат клапаны 36, 41, 43.

В гидросистемах лопастных ГРМ применяют качественные минеральные масла, примерно соответствующие турбинному 46, моторному Т и веретенному АУ.

### 5.2.3. Двухконтурная плунжерная рулевая машина (Россия)

Были рассмотрены гидравлические системы типовых ГРМ, широко применяемых на судах. Однако несколько тяжелых аварий судов, в частности, танкерного флота, связанных с отказами ГРМ, заставили пересмотреть коренным образом требования к их проектированию и эксплуатации. Так появились «Поправки 1981 г. к СОЛАС-74» [24], нашедшие отражение в Правилах Регистра и нормативных документах зарубежных классификационных обществ.

В соответствии с новыми требованиями были разработаны зарубежными фирмами двухконтурные ГРМ, удовлетворяющие так называемому критерию «единичного отказа». Согласно ему единичное повреждение в гидравлической системе ГРМ должно быть локализовано автоматически (а также вручную) и восстановлена управляемость судна в течение 45 с. Новые требования распространяются на танкеры, химо- и газовозы водоизмещением 10 тыс. рег. т и более, а также сухогрузные суда водоизмещением более 70 тыс. рег. т.



Принципиальной особенностью гидравлической системы российской двухконтурной ГРМ типизированного ряда (рис. 5.7) являются два идентичных силовых гидравлических контура. В каждый из них (например, левый) входят главный насос Н1 регулируемой подачи, два цилиндра Ц1, Ц2 четырехплунжерного рулевого привода, блок клапанов привода БК1, клапан кольцевания КК1, сдвоенный предохранительный клапан 3 насоса (в блоке БК3) и два гидрозамка ГЗ.

В блоке БК1 располагаются запорные клапаны 1—7 и сдвоенный предохранительный клапан 8. Из них клапаны 1—4 постоянно открыты, а 5—7 — закрыты. Байпасный клапан 5 открывают при необходимости сообщения между собой соосных цилиндров (ремонт, аварийная ситуация), а клапаны 6, 7 — при заправках и осушении привода. Клапан 8 обеспечивает защиту ГРМ и рулевого устройства при максимальных нагрузках (удар волны, навал льдин), осуществляя автоматически перепуск рабочей жидкости из напорных цилиндров в сливные.

Гидрозамки ГЗ (отсечные клапаны) сообщают главный насос с силовым контуром при его включении и разобщают при выключении. Таким путем исключается вращение насоса в режиме гидродвигателя под действием напора, создаваемого другим насосом. Гидрозамки автоматически открываются давлением рабочей жидкости во вспомогательном контуре и закрываются пружинами при падении этого давления.

Клапаны кольцевания КК1 и КК2 служат для автоматического разобщения двух силовых контуров при аварийных утечках рабочей жидкости из гидросистемы. Каждый из них выполнен в виде блока, состоящего из вспомогательного золотника 1 с электроуправлением и основного золотника 2 с гидравлическим управлением от вспомогательного золотника 1.

Каждый силовой контур обслуживается вспомогательным гидравлическим контуром (управления и подпитки). Он (например, левый) состоит из вспомогательного насоса В1 шестеренного типа с приводом от электродвигателя главного насоса, фильтра Ф, блока клапанов БК3, маслоохладителя 4 и дополнительного бака Б1. Корпус насоса Н1 также является емкостью для рабочей жидкости. Фильтр Ф имеет предохранительный клапан, перепускающий рабочую жидкость при значительном засорении фильтра. В состав блока БК3 входят подпиточные невозвратные клапаны 1 и предохранительный клапан 2.

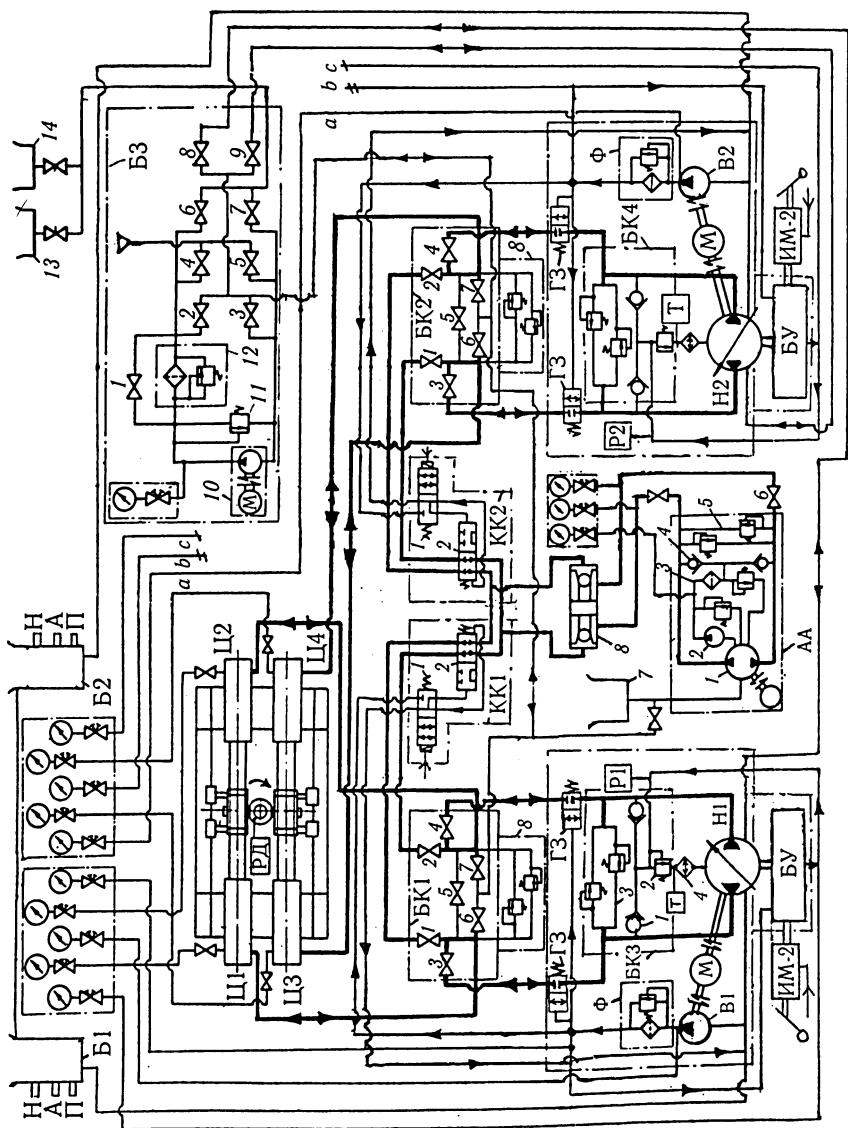


Рис. 5.7. Принципиальная гидравлическая система двухконтурной плунжерной ГРМ (Россия)

Вспомогательный контур наряду с подпиткой обеспечивает работу средств гидроавтоматики: блока управления БУ подачей главного насоса, гидрозамков ГЗ и клапана кольцевания КК1. На трубопроводе подпитки установлен датчик давления  $p_1$ , который в случае падения давления (при больших утечках из системы) подает аварийный сигнал. В случае менее интенсивных утечек возникает также сигнал от датчика аварийного уровня А, установленного на баке Б1. На нем имеются еще два датчика уровней: нижнего Н и предельного П. Обобщенный сигнал «Неисправность гидросистемы» поступает на мостик в виде звукового и светового сигналов. Он также является управляющим электрическим сигналом для клапана кольцевания КК1 (аналогично КК2).

На центральный пост управления поступает обобщенный сигнал, сочетающий падение давления  $p_1$ , предельный уровень П в баке и максимальную температуру рабочей жидкости перед охладителем 4 (от датчика Т). Это позволяет контролировать работу ГРМ и принимать своевременные меры для обеспечения ее надежности.

Рассмотрим эксплуатационные особенности и возможности данной ГРМ. Управляющий электрический сигнал при режимах «Автомат», «Следящий» или «Простой» поступает с мостика на прибор ИМ-2 и далее на блок управления БУ подачей насоса. Этот блок представляет собой следящую гидравлическую систему управления (см. далее). Значению и знаку управляющего сигнала соответствуют угол наклона люльки насоса, его подача и, следовательно, угол и направление перекладки руля.

При нормальной работе используют один главный насос (например, Н1) и четыре цилиндра рулевого привода. Силовые контуры сообщены открытыми клапанами 1—4 в блоках БК1, БК2 и клапанами кольцевания КК1, КК2 (см. жирный контур), а насос Н2 отсечен от силового контура своими гидрозамками ГЗ.

В случае возникновения аварийного электрического сигнала он поступает на катушку золотника 1 клапана КК1 и сдвигает золотник вправо, преодолевая действие его пружины. Рабочая жидкость из контура управления поступает через открывшийся золотник 1 к торцу основного золотника 2 и сдвигает его вправо. Исполнение этого действия сигнализируется на мостик с помощью конечного выключателя. При этом левый силовой контур отсекается, оставаясь некоторое время работоспособным, а правый переходит на режим кольцевания, т.е. байпасирования цилиндров ЦЗ и Ц4. В противном случае руль был бы заклинен гидравлическим затвором

и наступил бы отказ ГРМ. Одновременно автоматически включается насос Н2, открываются его гидрозамки, но он работает сам на себя, так как забайпасирован золотником 2 клапана КК1.

Далее происходит поиск неисправности. Если негерметичность оказалась в контуре насоса Н2, то датчик  $p_2$  показывает пониженное давление, а давление  $p_1$  в контуре подпитки насоса Н1 стабилизируется. При этом щит управления выдает сигнал на остановку насоса Н2. Если же место утечки находится в контуре насоса Н1, то стабилизируется давление в контуре управления насоса Н2. Тогда поступает сигнал на отключение насоса Н1 и его клапана КК1, а клапан КК2 включается. При этом золотник 2 клапана КК2 отсекает исправный силовой контур насоса Н2 от неисправного контура насоса Н1. ГРМ остается работоспособной. Руль переключается с удвоенной скоростью и развивает момент, меньший в 2 раза.

При отказе автоматической системы разделения силовых контуров, возможно ручное дистанционное разделение с мостика, а при отказе последней системы это возможно в румпельном помещении на щите управления или рукояткой на самих клапанах КК1 и КК2.

Разумеется, рассмотренная автоматическая система обеспечивает поддержание частичной работоспособности ГРМ при единичной неисправности в одном из силовых контуров, но этого может оказаться достаточно для предотвращения аварии судна (столкновения, посадки на мель и т.д.). Одновременно должны быть предприняты энергичные меры для восстановления полной работоспособности ГРМ, а именно: необходимо устранить негерметичность и заполнить гидросистему рабочей жидкостью. Для этой цели предусмотрен блок заправки БЗ, состоящий из насосного агрегата 10, предохранительного клапана 11, фильтра 12, клапанов 1—9 и двух резервных цистерн 13 и 14, заполненных рабочей жидкостью и оборудованных необходимыми стационарными трубопроводами. При нормальной эксплуатации блок заправки БЗ также может быть использован для заправки и осушения гидросистемы.

Аварийный агрегат АА состоит из насоса 1 регулируемой подачи, вспомогательного насоса 2 постоянной подачи, фильтра 3, подпиточных невозвратных клапанов 4, сдвоенного предохранительного клапана 5, запорных клапанов 6 и емкости 7 рабочей жидкости. Такой агрегат устанавливают на судне, если главный и вспомогательный рулевые приводы находятся в помещении, полностью или частично расположенном ниже самой высокой грузовой ватерлинии. Сам

агрегат расположен в помещении выше палубы переборок. Он должен обеспечивать перекладку полностью погруженного руля при скорости переднего хода не менее 4 уз. Как видим, аварийный агрегат не дублирует двухконтурную ГРМ. Он предназначен для обеспечения частичной управляемости судна на малом ходу в случае полного выхода из строя (например при заливе румпельного помещения) ГРМ.

В данных рулевых машинах используют рабочую жидкость — масло Т46. Допускается замена: Тп46, веретенное АУ, индустриальное И-20А, а также АУП. Рабочая температура 3—59°C, максимальная (в течение не более 10 мин.) — 70°C.

На схеме (см. рис. 5.7) обозначены буквами *a*, *b*, *c* манометровые трубы, причем линии *b* и *c* имеют разрывы для упрощения.

#### 5.2.4. Двухконтурная рулевая машина (фирма Stork, Нидерланды)

Гидравлическая система показана на рис. 5.8. Она имеет аналогичные вышерассмотренной системе принципы построения, но является более простой. Система включает четырехплунжерный рулевой привод с цилиндрами 1—4, два насосных агрегата Н1 и Н2, блок управления БУ, два основных бака рабочей жидкости Б1, Б2 и резервный бак Б3, трубопроводы и приборы автоматики.

Гидросистема состоит из двух одинаковых контуров, каждый из которых имеет один насос, два цилиндра рулевого привода, один бак рабочей жидкости, свои предохранительные клапаны и приборы. Например, левый контур включает насосный агрегат Н1, цилиндры 3 и 4 рулевого привода, предохранительные клапаны привода 7, невозвратные клапаны 6, насос регулируемой подачи 10 с механизмом управления 9, электродвигатель 8, вспомогательный насос 11, предохранительные клапаны 13 и 14, вентилятор 15, охладитель рабочей жидкости 16, фильтр 17 и бак Б1.

Общим узлом гидросистемы является блок управления БУ. Он обеспечивает отдельную либо совместную работу обоих гидравлических контуров, а также работу рулевого привода с двумя или четырьмя цилиндрами от одного (любого) насоса.

Принцип действия гидросистемы (например, с левым контуром) при нормальном режиме (среднее положение золотника 5, см. узел 5) заключается в следующем. Насос 10 подает рабочую жидкость по

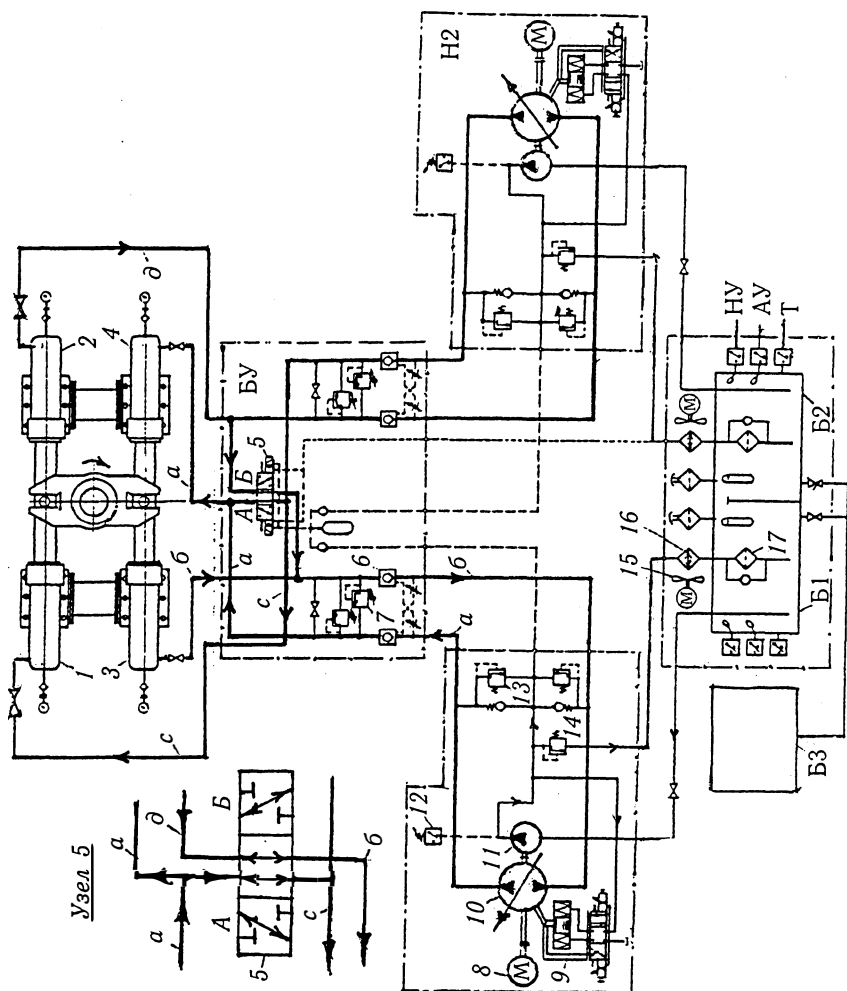


Рис. 5.8. Принципиальная гидравлическая система двухконтурной ГРМ (фирма Stork, Нидерланды)

трубопроводу «а» (показано стрелками) через невозвратный клапан 7 в цилиндр 4. Одновременно через золотник 5 рабочая жидкость поступает в трубопровод «с» и далее в цилиндр 1. Таким образом работают четыре цилиндра. Баллер под действием плунжеров цилиндров 1 и 4 вращается по часовой стрелке. Выталкивание рабочей жидкости (показано стрелками) происходит из цилиндра 3 по трубопроводу «б», а из цилиндра 2 по трубопроводу «д» через золотник 5 в тот же трубопровод «б» к насосу 10. Если насос 10 изменит направление подачи рабочей жидкости на обратное (т.е. по трубопроводу «б»), то движение рабочей жидкости будет происходить по тем же трубопроводам, но в обратном направлении, а баллер будет вращаться против часовой стрелки.

При этом же нормальном режиме одновременно с левым насосом Н1 может работать также и правый насос Н2. Подача обоих насосов суммируется и баллер вращается с удвоенной скоростью. Такой режим работы используется при плавании судна в сложных навигационных условиях (каналы, проливы) для улучшения маневренности судна.

Рассмотрим аварийные режимы работы. Полагаем, что работает левый контур с насосом Н1 и четырьмя цилиндрами рулевого привода. Если произошла внезапная разгерметизация действующей части гидросистемы (значительные утечки рабочей жидкости), то уровень в баке Б1 понизится от нормального до нижнего «НУ» и далее до аварийного «АУ». Датчик этого уровня подает электрический сигнал на соленоидную катушку золотника 5 (см. узел 5). Он переместится из среднего в левое положение «А». При этом рабочая жидкость от насоса Н1 продолжает поступать по трубопроводу «а» в цилиндр 4, но прекращается ее подача через золотник 5 в цилиндр 1. Трубопровод «с» отсекается от трубопровода «а», но соединяется с трубопроводом «д», т.е. цилиндр 1 соединяется с цилиндром 2, осуществляется их байпасирование, а цилиндры 3 и 4 продолжают работать.

Если место утечки оказалось отсеченным от действующего левого контура, то работа его стабилизируется. Если же нет, то уровень в баке 1 продолжает понижаться и давление в магистрали после вспомогательного насоса 11 также уменьшается. Датчик 12 подает электрический сигнал на другую соленоидную катушку золотника 5. Он перемещается в правое положение «Б» и одновременно включается в работу правый насос Н2, а левый насос Н1 отключается. При положении золотника 5 в позиции «Б» насос Н2 подает рабочую жидкость через свой невозвратный клапан по трубопроводу «с» в цилиндр 1 и всасывает ее из цилиндра 2 по трубопроводу «д».

Цилиндры 3 и 4 байпасируются, т.к. трубопроводы «а» и «б» соединяются золотником 5. Таким образом нормально работает правый контур гидросистемы. Если предположить, что имеется вторая негерметичность и в этом контуре, то гидросистема окажется неработоспособной. Она спроектирована согласно критерию «единичного отказа» в соответствии с таким требованием ИМО.

Переключение гидравлических контуров возможно не только автоматически, но также вручную на мостике и в румпельном отделении.

При плавании судна в различных районах и в летнее время возможно значительное повышение температуры рабочей жидкости (например, до 70°C). При этом ухудшаются ее смазывающие свойства и могут портиться присадки. Для охлаждения жидкости предусмотрен холодильник 16 с вентилятором 15. Он включается по сигналу датчика «Т», который установлен на баках Б1 и Б2. При этом подается звуковой и световой сигнал на мостик. Такие сигналы подаются также при автоматических переключениях гидравлических контуров.

В гидравлической системе предусмотрен бак Б3, в котором помещается запас рабочей жидкости, достаточный для заполнения гидросистемы в случае ее полного аварийного опорожнения. В соответствии с требованием ИМО бак соединяется с гидросистемой стационарным трубопроводом, а также имеется специальный насос для заполнения гидросистемы рабочей жидкостью из этого бака.

Рассмотрены двухконтурные гидросистемы плунжерных рулевых машин. Существуют также аналогичные двухконтурные гидросистемы лопастных рулевых машин. Они разработаны по тем же требованиям ИМО.

В итоге рассмотрения функциональных схем и гидросистем отметим, что в них реализованы следующие требования ИМО:

- наличие двух насосов и двух независимых линий управления ими;
- возможность совместной работы насосов;
- неработающий насос отсекается от действующей гидросистемы специальным устройством (золотником, храповым устройством и др.);
- руль затормаживается в заданном положении автоматически;
- имеются двойные предохранительные клапаны;



- существует аварийное управление рулем;
- имеется запасная емкость рабочей жидкости;
- в двухконтурных гидросистемах реализован принцип «единичного отказа».

### **5.3. Конструкции типовых гидравлических рулевых машин**

#### **5.3.1. Сравнительные характеристики лопастных ГРМ**

Рулевые машины этого типа наиболее современные. Их серийное производство начато в 1960-х гг., и в настоящее время их устанавливают на многих судах благодаря ряду существенных достоинств. Они компактны, занимают меньшую (сравнительно с плунжерными ГРМ) площадь, имеют меньшую массу, высокий (близкий к единице) механический КПД и наиболее высокий общий КПД. Эти машины экономичны и надежны в эксплуатации, их приводы статически уравновешены, соединяются непосредственно с баллером руля и передают на баллер «чистый» (без изгибающих усилий) крутящий момент (за исключением однолопастных приводов).

Достоинства лопастных ГРМ проявляются при рабочих давлениях 3,5—6,5 МПа против 10—12 МПа в плунжерных ГРМ. Дальнейшее повышение рабочих давлений в лопастных ГРМ до 6,5—10 МПа дополнительно улучшит их характеристики.

Эксплуатация лопастных ГРМ при более низких рабочих давлениях повышает моторесурс главных насосов и других элементов гидросистемы, а также долговечность и надежность этих машин.

Лопастные ГРМ не лишены недостатков: объемный КПД их приводов падает с ростом рабочего давления и существенно зависит от температуры рабочей жидкости и деформаций элементов привода.

Важную роль в этих ГРМ играют специальные уплотнительные устройства лопастных приводов. Замена уплотнительных устройств внутренних зазоров лопастного привода связана с его полной разборкой, что возможно только в заводских условиях, поэтому срок службы уплотнительных устройств должен быть не менее 4—5 лет. Опыт эксплуатации показал, что они могут надежно работать и более длительное время.

Известны следующие конструкции лопастных ГРМ, проверенные опытом эксплуатации: фирмы «AEG Schiffbau» (ФРГ), типа FRYDENBO (Норвегия) и отечественные типа РЭГ-ОВИМУ-7.

Эти рулевые машины работают по описанному выше принципу (см. рис. 5.4), но имеют существенные конструктивные отличия, влияющие на их характеристики.

### 5.3.2. Лопастные ГРМ фирмы AEG Schiffbau (Германия)

Эти рулевые машины получили широкое распространение как за рубежом, так и в нашей стране. Они эксплуатируются на многих судах иностранной постройки.

На рис. 5.9 показан основной узел рулевой машины — лопастной привод. Его конструктивными особенностями является следующее.

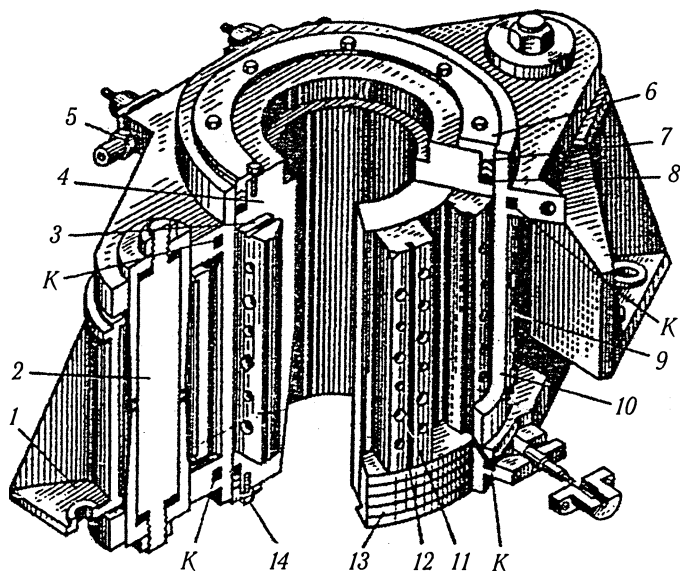


Рис. 5.9. Рулевой лопастный привод фирмы AEG Schiffbau: 1 — подшипник, 2 — ось, 3 — неподвижная лопасть, 4 — ротор, 5 — запорный вентиль, 6 — нажимное кольцо, 7 — кольца сальника, 8 — резиновое кольцо, 9 — болт крепления неподвижной лопасти, 10 — цилиндр, 11 — подвижная лопасть, 12 — уплотнительная пластина. 13 — кольца сальника, 14 — болт, К — каналы рабочей жидкости

Ротор 4, насаженный на конус баллера руля, имеет массивные торцевые фланцы, выполняющие роль крышек привода. К ротору крепятся три подвижные лопасти 11. Соответственно к корпусу привода крепятся болтами 9 три неподвижные лопасти 3. Таким образом полость цилиндра делится на шесть частей.

Внутренние зазоры привода между лопастями вдоль образующих цилиндра и ротора и по торцам лопастей герметизируются подвижными металлическими уплотнительными пластинами 12, плотно пригнанными в пазах лопастей. Предварительное поджатие пластин к уплотняемым поверхностям осуществляется шнурами 2 круглого сечения (рис. 5.10), а рабочее поджатие — давлением жидкости внутри цилиндра. Шнуры обеспечивают также дополнительную герметизацию пластин в пазах. Они изготавливаются из специальной маслостойкой резины и рассчитаны на долгий срок службы, поскольку замена их связана с полной разборкой лопастного привода, что возможно только в заводских условиях.

Для обеспечения надежности работы рулевого привода применение резиновых уплотнений в принципе нежелательно. Однако длительный опыт эксплуатации рулевых машин фирмы «AEG Schiffbau» подтвердил надежную работу этих уплотняющих устройств.

Уплотняющее устройство внешних зазоров привода состоит из резинового кольца круглого сечения 8 (см. рис. 5.9) и резиновых манжет 7, 13 специальной формы, обеспечивающей самоуплотнение.

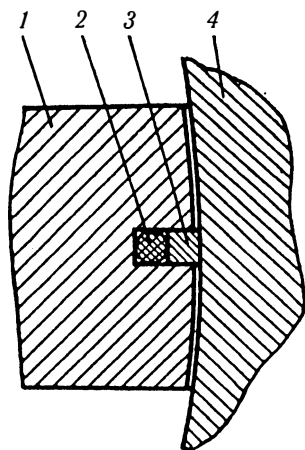


Рис. 5.10. Устройство уплотнений внутренних зазоров лопастного привода:

1 — подвижная лопасть, 2 — резиновый шнур, 3 — металлическая уплотняющая пластина, 4 — корпус (цилиндр) привода

В процессе эксплуатации при износе манжет 7, 13 возможно их прослабление и, как следствие, внешние утечки рабочей жидкости. В этом случае дополнительное поджатие манжет может быть осуществлено нажимным фланцем 6, под которым уменьшается набор специальных шайб, предотвращающих пережатие сальника. Детали сальников изготавливаются из масло- и износостойкой резины. В отличие от деталей 2, 3 (см. рис. 5.10) изношенные детали 7, 8, 13 (см. рис. 5.9) могут быть заменены в судовых условиях силами экипажа.

Лопастный привод соединяется с судовым фундаментом с помощью подшипников 1, внутри которых помещаются резиновые амортизаторы 2, гасящие резкие динамические нагрузки на рулевой привод со стороны судового корпуса. В процессе эксплуатации возможно прослабление амортизатора 2, которое устраняется поджатием втулок.

Рулевые лопастные приводы выполняются с двумя или тремя подвижными лопастями (двух- или трехлопастные). Первые позволяют увеличить угол поворота руля до  $\pm 1,22$  рад ( $\pm 70^\circ$ ) для повышения маневренности судов, а вторые рассчитаны только для обычного угла поворота  $\pm 0,61$  рад ( $\pm 35^\circ$ ).

В настоящее время лопастные приводы изготавливаются для широкого диапазона крутящих моментов от 16 до 5000 кН·м и более.

Эти ГРМ выпускаются в двух компоновках.

В моноблочных ГРМ все узлы, включая систему управления, объединены в одном блоке. Эти машины имеют маркировку RB...MG, например RB250/40-MG, где цифры 250/40 означают применение лопастного привода RDC250/40 с номинальным крутящим моментом 250 кН·м и максимальным 400 кН·м.

На рис. 5.11 показан общий вид такой ГРМ. Позиции означают следующие узлы и детали: 1 (ГЦ) — цилиндр гидравлического усилителя; 2 — шток (выходной элемент системы управления); 3 (Н) — аксиально-поршневой насос регулируемой подачи; 4 (24) — управляющая штанга главных насосов; 5 (Р) — дифференциальный рычаг; 6 (19) — наполнительная магистраль; 7 — силовая магистраль; 8 (25) — пружинный компенсатор механической обратной связи; 9 (26) — ротор лопастного привода; 10 (18) — магистраль компенсации; 11 (27) — корпус (цилиндр) лопастного привода; 12 — масляный бак; 13 (9) — кран для выпуска воздуха; 14 — ручной насос; 15 — запасной масляный бак; 16 — штурвал

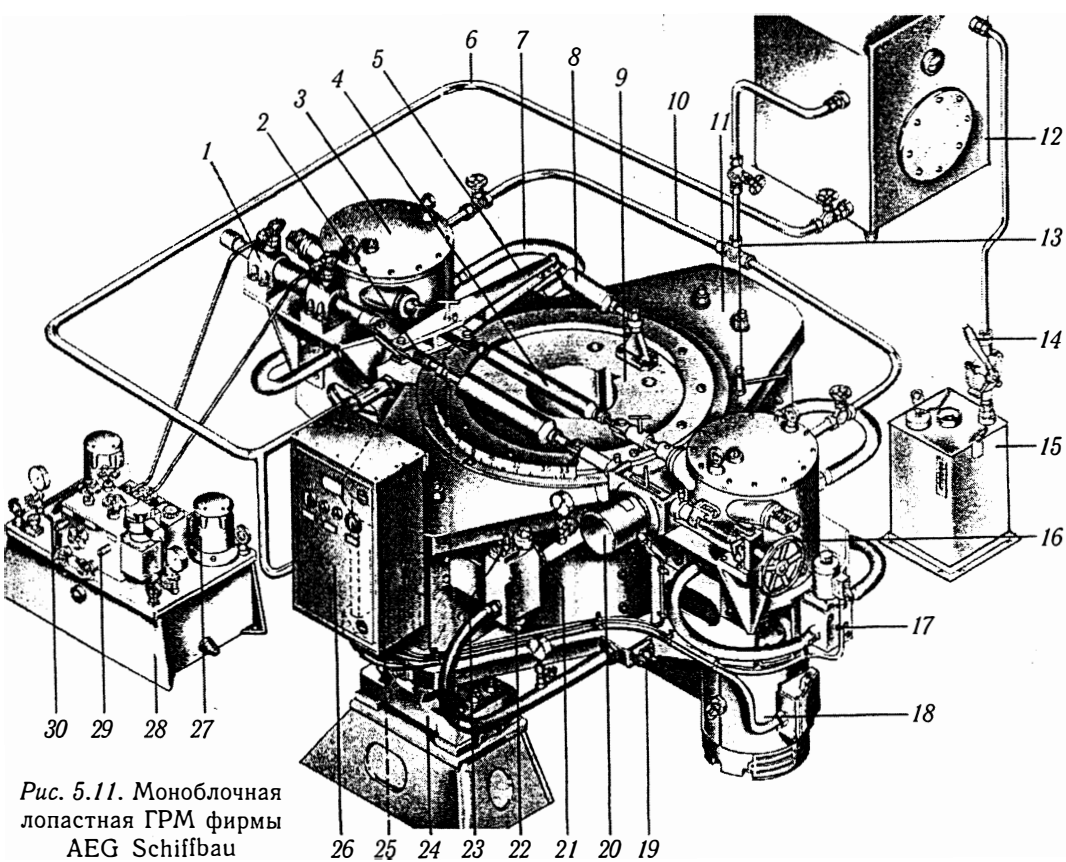


Рис. 5.11. Моноблочная  
лопастная ГММ фирмы  
AEG Schiffbau

местного (аварийного) управления; 17 (ГЗ) — гидрозамок; 18 (М) — приводной электродвигатель; 19 (5) — запорный клапан; 20 (РД) — датчик обратной связи системы управления и указатель положения руля; 21 — блок предохранительных клапанов лопастного привода; 22 — сдвоенный предохранительно-перепускной клапан; 23 (10) — байпасный клапан; 24 — подшипник; 25 — амортизатор; 26 — электрическая пусковая станция; 27 — электродвигатель вспомогательного насоса; 28 — электрогидравлический блок управления; 29 — кнопка местного управления; 30 — золотник гидроусилителя с электрическим управлением.

Для удобства изучения конструкции ГРМ позиции в скобках обозначают те же детали, что и на принципиальной гидравлической схеме (см. рис. 5.6). В таком, полностью смонтированном виде, лопастные ГРМ выпускаются как самой фирмой «AEG Schiffbau», так и другими фирмами по ее лицензиям. Крутящий момент этих ГРМ достигает 1,2 МН·м.

Лопастные ГРМ отдельного исполнения отличаются тем, что их привод и главные насосы устанавливаются на самостоятельных фундаментах. Эти ГРМ имеют другую маркировку, например REDC270/40 или RDC1120/180-MG, где цифрами обозначается соответствующий размер лопастного привода RDC аналогично моноблочным ГРМ. Эти машины выпускаются с крутящим моментом до 5 МН·м и выше.

Расположение лопастного привода и насосов очень компактно. Занимаемая площадь небольшая даже для мощных ГРМ.

Рулевые машины комплектуются аксиально-поршневыми насосами таким образом: до крутящего момента 1600 кН·м устанавливаются два насоса номинальной подачи, а выше — два насоса уменьшенной (в 2 раза) подачи. Такие насосы обеспечивают перекладку руля с борта на борт (28 с) при совместной работе. Опыт эксплуатации судов с такими насосами показывает ухудшение их маневренных качеств. Более обстоятельно этот вопрос рассматривается ниже.

В настоящее время эти машины, кроме самой фирмы, выпускаются серийно по ее лицензиям фирмами Англии, Италии, Японии, США.

Лопастные ГРМ устанавливают на всех без исключения типах морских судов: пассажирских, сухогрузных, рефрижераторных, рыболовецких траулерах, рыбообработывающих базах, китобазах, паромах, «ро-ро», танкерах, буксирах и т.д. Ими оборудованы тысячи судов различных государств.

Результаты эксплуатации в целом положительные, кроме нескольких судов типа ТР «Ветер». На этих судах установлена лопастная ГРМ неудачной модификации, конструктивные недостатки которой наглядно проявились в эксплуатации и потребовали больших эксплуатационных расходов. Более подробно об этом будет сказано ниже.

### 5.3.3. Лопастные ГРМ фирмы FRYDENBO (Норвегия)

На рис. 5.12 показан рулевой лопастный привод этой фирмы. Он имеет следующие конструктивные особенности. Ротор 2 с тремя лопастями 14 насажен на конус баллера 1 и закреплен гайкой 4. Цилиндр (корпус) 3 имеет монолитную жесткую конструкцию с одной верхней крышкой 7. Днище цилиндра, благодаря большой опорной площади, выполняет функцию опорного подшипника руля, что упрощает конструкцию рулевого устройства. Корпус своим фланцем жестко прикреплен к судовому фундаменту. Внутри цилиндра размещаются массивные неподвижные лопасти 13, в теле которых проходят каналы для рабочей жидкости. Таким образом внутренняя часть привода разделена на шесть полостей, три из которых (например, *a*) являются нагнетательными, а три другие (например, *b*) — сливными, и наоборот. Радиальные и торцевые зазоры в соединениях привода герметизированы уплотнениями 10 (крепление винтами 9) и 11, 12, которые изготовлены из специальной масло- и износостойкой резины. Выходные концы ротора 1 размещены во втулках 6 и герметизированы сальниками 5. В лопастях 14 установлены перепускные клапаны 15. Другие обозначения: 8 — стяжной шток, *D* — диаметр цилиндра.

Благодаря уплотнениям из эластичных материалов достигается более высокий объемный КПД лопастного привода, но ограничиваются рабочие давления: номинальное — обычно 2,5 МПа, а максимальное 5 МПа. Для гидравлических испытаний используется давление 7,5 МПа.

Запас прочности деталей привода таков, что в эксплуатации допускается упор подвижных лопастей в неподвижные. Таким образом рекомендуется проверять настройку предохранительных клапанов силового контура гидросистемы.

В рулевых машинах используются винтовые насосы постоянной подачи, поэтому направление потока рабочей жидкости к приводу изменяется с помощью золотникового устройства.

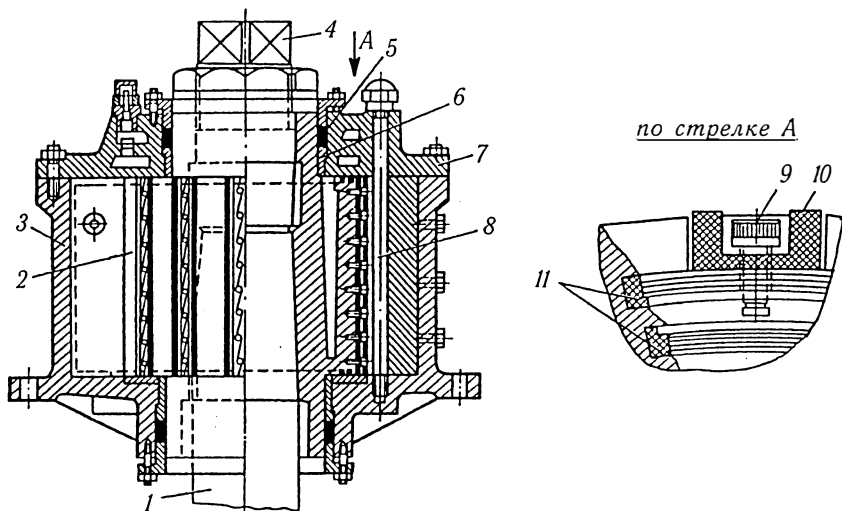


Рис. 5.12, а. Рулевой лопастный привод фирмы FRYDENBO (разрез)

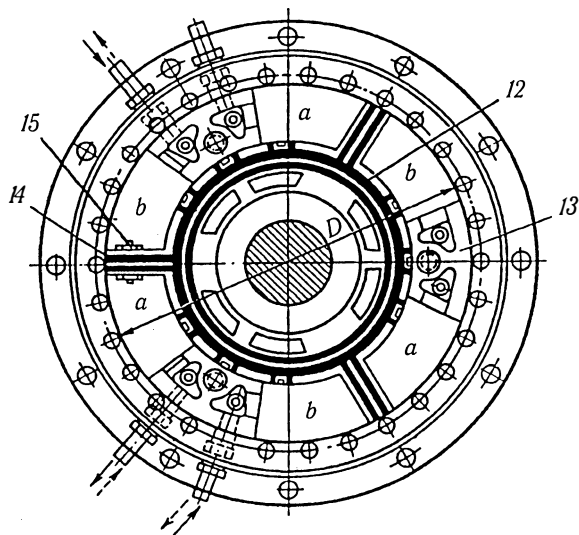


Рис. 5.12, б. Рулевой лопастный привод фирмы FRYDENBO (вид сверху со снятой крышкой)



На рис. 5.13 показано расположение лопастного привода на фундаменте.

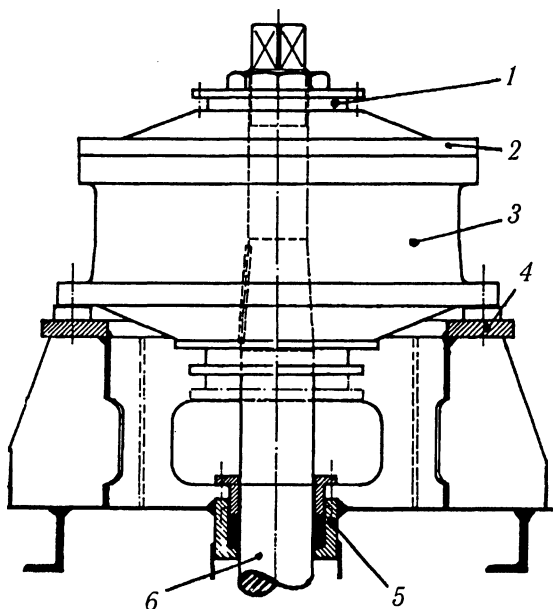


Рис. 5.13. Расположение лопастного привода на фундаменте: 1 — сальниковая втулка, 2 — крышка, 3 — корпус (цилиндр), 4 — фундамент, 5 — сальник, 6 — баллер

Рулевые машины фирмы FRYDENBO используются на всех типах судов и фирма постоянно совершенствует свои рулевые машины. Лопастный привод имеет обычно три лопасти, однако машина HS 1120 выполнена четырехлопастной. Это позволило увеличить крутящий момент, а также применить двухконтурную гидросистему согласно требованиям ИМО.

На рис. 5.14 показан двухлопастной рулевой привод со снятой крышкой. Позиции соответствуют следующим деталям: 1 — ротор привода, 2 — шпилька крепления крышки, 3 — подвижная лопасть, 4 — неподвижная лопасть, 5 — канавки для резиновых уплотнений, 6 — цилиндр (корпус) привода, 7 — фланец для подвода рабочей жидкости, 8 — фланец корпуса для крепления привода к судовому фундаменту.

На рис. 5.15 показана общая компоновка лопастной рулевой машины фирмы FRYDENBO.

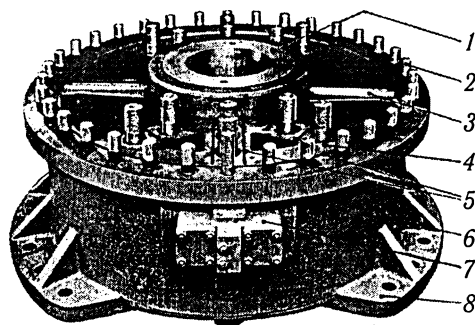
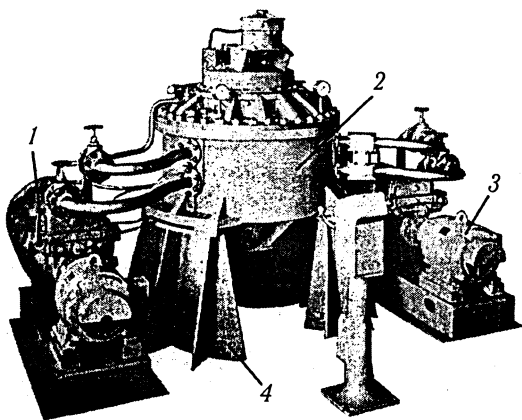


Рис. 5.14. Рулевой лопастный привод (со снятой крышкой)

Рис. 5.15. Компоновка лопастной рулевой машины типа FRYDENBO:

- 1 — винтовой насос,
- 2 — лопастный привод,
- 3 — электродвигатель,
- 4 — фундамент



Опыт эксплуатации лопастных рулевых машин этой фирмы положительный. Они применялись также на отечественных судах-газовозах. Очень важным фактором является использование рекомендованных сортов рабочей жидкости и ее чистота. Вязкость —  $(4-5)^{\circ}E$  при  $50^{\circ}C$ . При хороших условиях эксплуатации и надлежащем уровне технического обслуживания рулевых машин фирма полагает, что винтовые насосы могут надежно работать не менее 10 лет, а резиновые уплотнения от 5 до 10 лет.

Рулевые машины комплектуются, как требует ИМО и классификационные общества, двумя насосами. Они могут работать как раздельно, так и совместно без ограничений.

### 5.3.4. Отечественные лопастные ГРМ типа РЭГ-ОВИМУ-7

Рулевая машина этого типа была создана коллективом работников Одесской национальной морской академии под руководством профессора В. В. Завиши. Начиная с 1959 г. в течение ряда лет Одесским судоремонтным заводом им. 50-летия Советской Украины была выпущена серия таких машин (около 50 шт.), которые находились в эксплуатации на судах Черноморского, Азовского и других морских пароходств много лет.

В состав рулевой машины входят рулевой лопастный привод, насосы постоянной подачи, золотниково-распределительное устройство, система гидравлических коммуникаций и рычажный механизм управления насосами рулевой машины.

Подробные сведения о рулевых машинах этого типа приведены в литературе [19]. Пояснением конструктивные особенности основного узла рулевой машины — рулевого лопастного привода (рис. 5.16).

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 вращается по часовой стрелке при подаче рабочей жидкости в полости А, а полости Б при этом будут сливными. Противоположное вращение 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 нагнетательной 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.



Рулевая машина РЭГ-ОВИМУ-7 проста по своему конструктивному устройству и не требует сложного ухода. Длительный опыт эксплуатации этих машин показал их надежную экономичную работу. Вполне оправдали себя металлические уплотнительные пластины б. Отзывы экипажей судов о работе этих рулевых машин положительны.

### 5.3.5. Плунжерные и поршневые ГРМ

#### Плунжерные ГРМ

Плунжерные ГРМ являются наиболее распространенными в мировом судостроении. Они изготавливаются многими зарубежными фирмами. Эти ГРМ, несмотря на конструктивное разнообразие, имеют установившиеся характерные особенности.

Схемы компоновки плунжерных ГРМ приведены на рис. 5.17. Основными их элементами являются двух- или четырехплунжерный рулевой привод (исполнительный орган ГРМ), насосы, система гидравлических коммуникаций с емкостями рабочей жидкости (на схеме не показаны) и система управления рулевой машиной. Более подробно все элементы этих ГРМ и их взаимодействие были показаны и рассмотрены на функциональных схемах и принципиальных гидравлических системах.

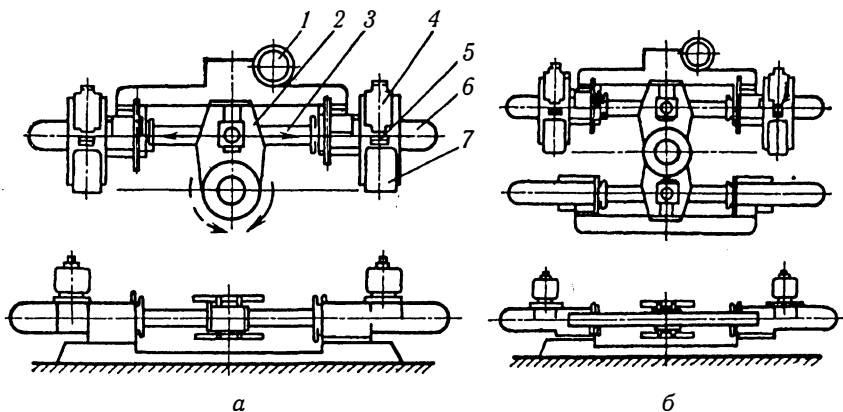


Рис. 5.17. Схемы компоновки плунжерных ГРМ: двухплунжерная (а) и четырехплунжерная (б): 1 — штурвал местного аварийного управления, 2 — румпель, 3 — плунжер, 4 — насос, 5 — муфта, 6 — цилиндр, 7 — электродвигатель

Основные достоинства плунжерных ГРМ — надежность и долговечность работы привода, возможность эксплуатации ГРМ при различных сочетаниях четырех цилиндров. Недостатки — большие потери на трение (низкий механический КПД) в шарнирных соединениях румпеля с плунжерами и в сальниках плунжеров, большие масса и габариты при давлениях рабочей жидкости 10—12 МПа.

Совершенствование плунжерных ГРМ идет в направлении упрощения конструкций, уменьшения массы и габаритных размеров, повышения КПД, надежности и безотказности в работе, увеличения моторесурса узлов и элементов, обеспечения простоты и удобства обслуживания, уменьшения начальной стоимости и трудозатрат на поддержание ГРМ постоянно в хорошем техническом состоянии.

Эффективное средство снижения массы и габаритных размеров ГРМ — повышение давления рабочей жидкости. Так, например, японские фирмы Kawasaki Heavy Industries, Tokyo Hylic и др. выпускают серийно двухплунжерные ГРМ для рабочих давлений 14 и 17 МПа, а более мощные четырехплунжерные ГРМ — для давлений 17,0—20,5 МПа и 19,0—22 МПа.

Еще более высокое давление рабочей жидкости применяет английская фирма Brown Brothers, которая разработала ряд плунжерных ГРМ с крутящими моментами от 0,5 до 9,9 МН·м при рабочем давлении 28 МПа. Масса этих ГРМ и занимаемые ими площади уменьшены примерно в два раза по сравнению с ГРМ, работающими при давлении 10 МПа.

Высокие давления рабочей жидкости применяет в рулевых машинах фирма Natlara (Германия). Она разработала стандартные ряды двух- и четырехплунжерных ГРМ, в которых применяются аксиально-поршневые насосы постоянной и регулируемой подачи с рабочими давлениями от 25,0 до 32,0 МПа.

Однако наряду с положительным эффектом применения высоких давлений рабочей жидкости необходимо учитывать эксплуатационные особенности ГРМ. Они заключаются в том, что при повышении точности и чистоты обработки деталей гидрооборудования и уменьшении эксплуатационных зазоров возрастают механические потери, повышается чувствительность элементов гидросистемы к загрязнениям рабочей жидкости в связи с уменьшением величин зазоров в трущихся парах, существенно снижается моторесурс элементов и узлов гидросистемы и прежде всего насосов.

При этом должна быть значительно повышена культура технического обслуживания гидросистем производителями и судовыми

экипажами. В противном случае возможно снижение надежности работы таких ГРМ.

Промышленность России выпускает серию плунжерных ГРМ типизированного ряда для широкого диапазона крутящих моментов от 6,3 кН·м до 4 МН·м. Применяемое номинальное давление — 16 МПа, а максимальное — 19,0 МПа

Стандартный ряд ГРМ включает 12 типоразмеров и 7 модификаций. Достоинством этого ряда является высокая степень унификации узлов и элементов.

Стандартный ряд ГРМ делится на 3 группы. Первая (P01—P09) имеет двухплунжерный рулевой привод и один насос постоянной подачи, вторая (P11—P13) — двухплунжерный рулевой привод и два насоса регулируемой подачи, а третья (P15—P26) — четырехплунжерный рулевой привод и два насоса регулируемой подачи. Используются аксиально-поршневые насосы новой конструкции (типы НК и НВ). Однако в эксплуатации еще находятся насосы устаревших конструкций: аксиально-поршневые типа ПД и радиально-поршневые типа МНП-0,14. Характеристики ГРМ приведены ниже.

Маркировка ГРМ в таблице упрощена, т.е. опущены дополнительные обозначения «М1-1» или «М3». Последнее обозначение соответствует двухконтурной гидросистеме, которая была рассмотрена выше (см. рис. 5.7).

Таблица 5.1

## Характеристики плунжерных ГРМ (Россия)

Параметры \ Марка	P15	P17	P18	P21	P24
Крутящий момент, кН·м	250	630	1000	2000	2500
Диаметр плунжера, м	0,15	0,21	0,24	0,3	0,34
Начальный радиус, м	0,425	0,54	0,65	0,76	0,84
Марка главного насоса	НК20	НК25	НК40	НК40	НК50
Частота вращения вала, сек <sup>-1</sup>	152	152	102	102	78,6
Рабочий угол поворота люльки, рад (град)	0,33 (19)	0,436 (25)	0,21 (12,5)	0,41 (23,5)	0,367 (21)
Подача насоса при рабочем угле, м <sup>3</sup> /с	0,001	0,0025	0,0037	0,0069	0,0095
Марка вспомогательного насоса	НШ-10	НШ-32	НШ-50	НШ-71	НШ-100
Подача вспомогательного насоса, м <sup>3</sup> /с	0,00024	0,00077	0,00081	0,00115	0,00125
Давление в контуре управления и подпитки, МПа	2,5	2,5	3	5	5

В этих ГРМ используется рабочая жидкость «Индустриальное — И-20А» вязкостью 16—33 мм<sup>2</sup>/с, чистота фильтрации масла при заливке 20 мкм, в работе 40 мкм. Допускается максимальная рабочая температура 50—60°С.

На рис. 5.18 показан общий вид двухплунжерной ГРМ.

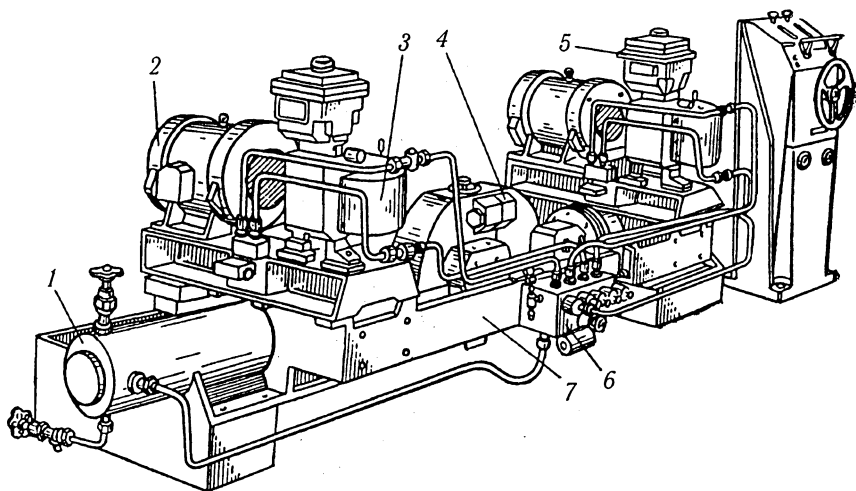


Рис. 5.18. Общий вид двухплунжерной ГРМ (Россия): 1 — цилиндр, 2 — электродвигатель, 3 — насос регулируемой подачи, 4 — румпель, 5 — прибор управления ИМ, 6 — клапанная коробка, 7 — станина

На рис. 5.19 показан основной узел насоса НК — блок цилиндров с приводным валом. Позиции на этом рисунке означают следующие детали: 1 — шпонка, 2 — приводной вал, 3 — крышка, 4 — кольцо, 5 — сальник, 6 — кольцо, 7 — подпятник, 8 — кольцо, 9 — упорная шайба, 10 — подшипник, 11 — подшипник, 12 — ось, 13 — блок цилиндров, 14 — распределитель, 15 — пружинное кольцо, 16 — центровочный штырь, 17 — поршень, 18 — пружина, 19 — колпак, 20 — кольцо, 21 — крышка, 22 — шток, 23 — подшипник, 24 — опорное кольцо, 25 — пружина, 26 — роликовый подшипник, 27 — корпус.



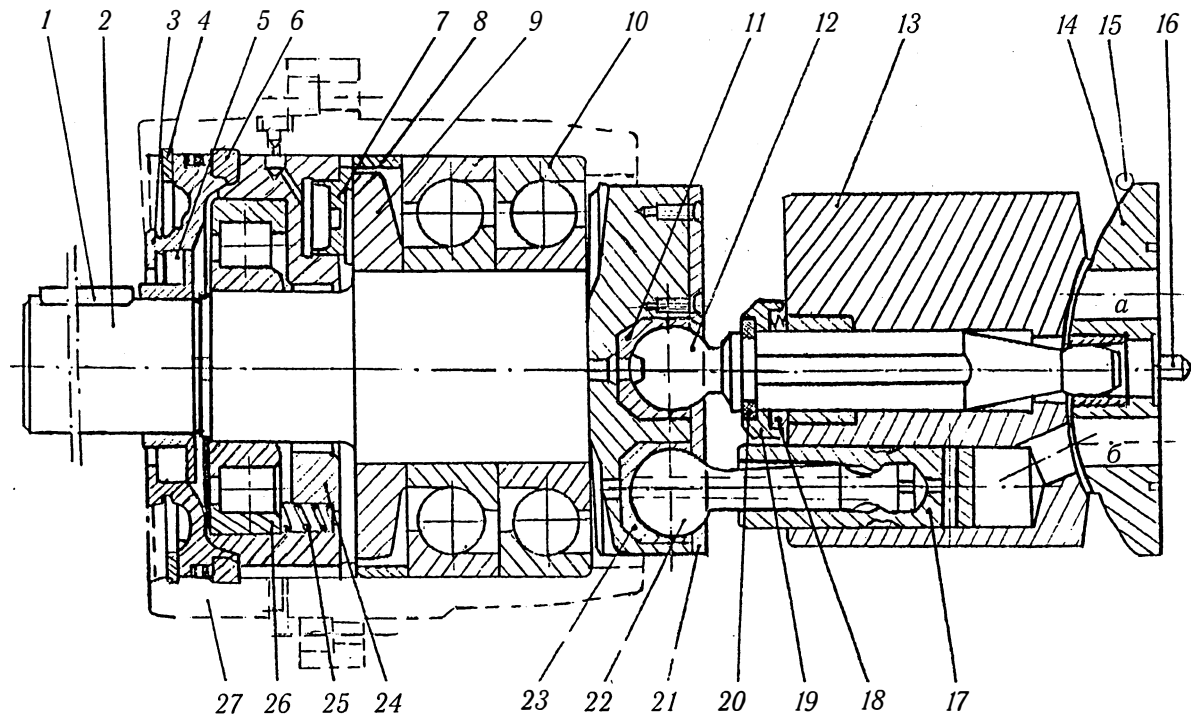


Рис. 5.19. Аксиально-поршневой насос типа НК

Особенностями насоса является следующее. Цельный приводной вал 2 имеет торцевой фланец, в котором размещаются шарообразные головки шатунов 22 с подшипниками 23 (7 шт.) и головка оси 12 с подшипником 11. На оси располагается блок цилиндров 13. Он приводится во вращение от вала 2 посредством штоков 22 с поршнями 17. Блок цилиндров поджимается пружиной 18 к распределителю 14, который размещается в люльке (на рис. не показана) и центрируется в ней штырем 16. Блок цилиндров сопрягается с распределителем по шаровой поверхности. Она способствует лучшей центровке между ними. Приводной вал располагается в мощных радиально и аксиально-упорных подшипниках.

Насос работает следующим образом. Всасывание рабочей жидкости в цилиндры и нагнетание ее поршнями из цилиндров происходит через серпообразные прорези «а» и «б» распределителя 14. Блок цилиндров 13, располагаясь в люльке, имеет возможность поворачиваться в горизонтальной плоскости на угол ( $0 \pm 25^\circ$ ). При этом поршни 17 совершают возвратно-поступательные движения в цилиндрах, осуществляя подачу насоса. При повороте люльки в том или другом направлении каналы «а» и «б» становятся либо всасывающими, либо нагнетательными, т.к. изменяется направление потока рабочей жидкости. На рисунке указана позиция нулевой подачи, т.к. ось блока цилиндров совпадает с осью приводного вала. При этом поршни 17 вращаются вместе с блоком цилиндров 13, не совершая внутри цилиндров возвратно-поступательные движения. Поворот люльки осуществляется специальным гидравлическим механизмом.

Характеристики насосов указаны выше (табл. 5.1). Опыт эксплуатации насосов положительный.

На рис. 5.20 показан внешний вид плунжерной ГРМ фирмы Stork. Особенности этих ГРМ являются: максимальная стандартизация деталей и узлов, компактность и комплектность сборки, высококачественные материалы. Эти факторы обеспечивают высокий моторесурс, надежность в работе и малую трудоемкость технического обслуживания.

Рулевые машины имеют маркировку от 4EP160 до 4EP400. Крутящий момент от 450 до 7110 кН·м

Фирма Brown Brothers (Англия) широко известна как производитель рулевых машин различных типов: плунжерных с высоким давлением рабочей жидкости, лопастных и др. Она постоянно совершенствует свои рулевые машины в целях повышения их эксплуатационной

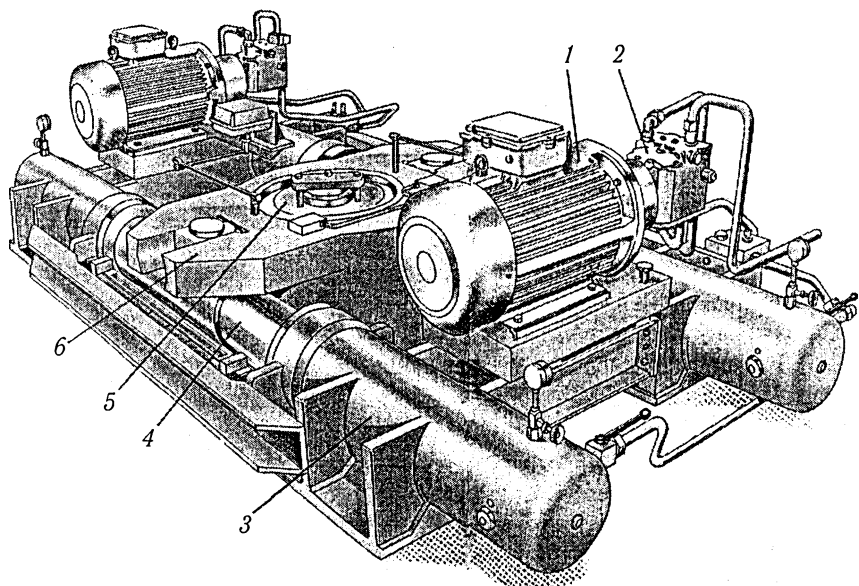


Рис. 5.20. Внешний вид двухконтурной плунжерной ГРМ фирмы Stork:  
 1 — электродвигатель, 2 — аксиально-поршневой насос, 3 — цилиндр,  
 4 — плунжер, 5 — баллер, 6 — румпель

надежности. В частности, она выпускает двухконтурные ГРМ, отвечающие современным требованиям ИМО. При этом используются не только аксиально-поршневые насосы, но и радиально-поршневые типа Hele-Shaw.

Фирма Natlара (Германия) производит различные типы рулевых машин. Рассмотрим устройство плунжерной ГРМ.

На рис. 5.21 показана упрощенная двухконтурная гидравлическая система четырехплунжерной ГРМ этой фирмы. Она включает следующие узлы: 1 — масляный бак, 2 — датчик уровня с поплавковым устройством, 3 — логическое устройство, 4 — электродвигатель, 5 — плунжер, 6 — румпель, 7 — разобщительный ручной клапан, 8 — автоматически действующее золотниковое устройство с соленоидными катушками управления. Кроме названного имеются два аксиально-поршневых насоса Н1 и Н2 и четыре гидроцилиндра Ц1, Ц2, Ц3 и Ц4.

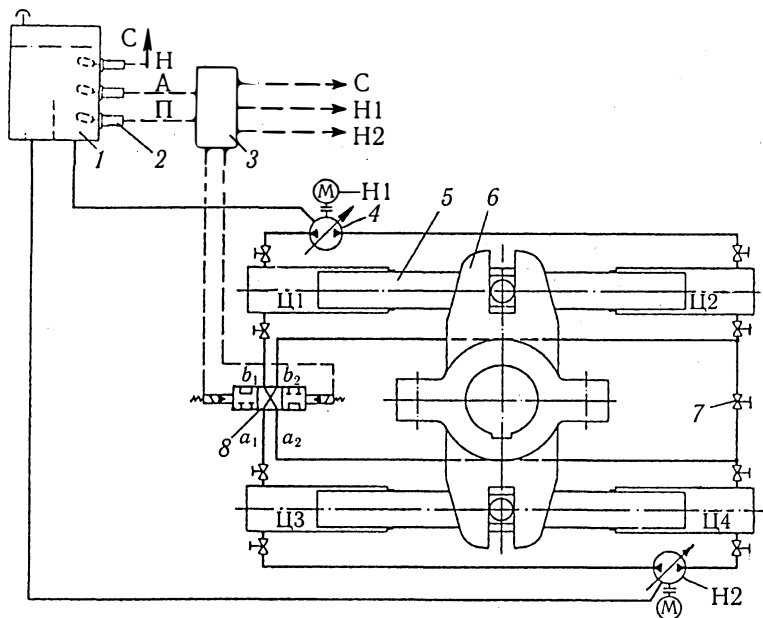


Рис. 5.21. Двухконтурная гидравлическая система рулевой машины фирмы Natlapa (Германия)

Принцип действия гидросистемы следующий. В обычном режиме работает любой один насос и четыре цилиндра. Такому режиму соответствует положение золотника 8. Клапан 7 закрыт, а все остальные клапаны открыты. Неработающий насос заторможен во избежание его вращения в режиме гидромотора под действием потока рабочей жидкости от работающего насоса.

При возникновении внешних утечек из гидросистемы уровень рабочей жидкости в баке 1 понижается и датчики 2 подают сигналы. При нижнем уровне «Н» сигнал «С» поступает на мостик, в ЦПУ и другие пункты управления судном. При аварийном «А» и предельном «П» уровнях сигналы подаются на логическое устройство 3. Оно обрабатывает сигналы и при уровне «П» дает управляющий сигнал на золотник 8, который переключается из среднего в одно из крайних положений.

Предположим, что золотник 8 переключился в правое крайнее положение. При этом трубопроводы  $a_1$  и  $a_2$  «заглушаются», а трубопроводы  $b_1$  и  $b_2$  сообщаются между собой.

Если до переключения золотника работал, например, насос Н1 на четыре цилиндра (насос Н2 — не работал), то теперь насос Н1 не может работать на свои цилиндры Ц1 и Ц2, т. к. они сообщены между собой через трубопроводы  $b_1$  и  $b_2$ . Поэтому устройство 3 одновременно с переключением золотника 8 остановит насос Н1 и включит в работу насос Н2. Он будет работать на цилиндры Ц3 и Ц4, а плунжеры 5 будут свободно двигаться в цилиндрах Ц1 и Ц2, благодаря их сообщению трубопроводами  $b_1$  и  $b_2$ .

Если утечки рабочей жидкости оказались в контуре насоса Н1, то после разъединения гидравлических контуров золотником 8 уровень в баке 1 должен стабилизироваться и насос Н2 со своим контуром будет продолжать нормально работать.

Однако утечки могли оказаться в контуре насоса Н2, а не Н1. В этом случае уровень в баке 1 будет и далее понижаться, поэтому устройство 3 переключит золотник 8 из правого в левое крайнее положение. При этом «заглушатся» трубопроводы  $b_1$  и  $b_2$ , а трубопроводы  $a_1$  и  $a_2$  сообщат (забайпасируют) между собой цилиндры Ц3 и Ц4. Остановится насос Н2 и включится насос Н1. Он будет нормально работать на свои цилиндры Ц1 и Ц2.

Нельзя исключать худшую ситуацию, при которой утечки могут оказаться в обоих гидравлических контурах. В таком случае ГРМ оказывается неработоспособной. Двухконтурная гидросистема обеспечивает только единичное повреждение (критерий «единичного отказа»).

Выходом из положения может быть только оперативное устранение (частичное или полное) неисправностей и ручное (аварийное) управление рулем.

На рис. 5.22 показан внешний вид четырехплунжерной ГРМ фирмы Natlара. Она производит также двухплунжерные ГРМ. Стандартные ряды ГРМ приведены в таблицах П 5.1 и П 5.2.

Двухплунжерные ГРМ имеют номинальный крутящий момент от 25 до 250 кН·м, а максимальный — от 40 до 400 кН·м. Мощность электропривода от 2,2 до 13 кВт. Диаметр баллера от 160 до 340 мм. Вес от 800 до 4500 кг.

Четырехплунжерные ГРМ имеют номинальный крутящий момент от 250 до 6300 кН·м, а максимальный — от 400 до 10 000 кН·м. Мощность электродвигателей от 14 до 195 кВт. Последняя в стандартном ряду наиболее мощная ГРМ комплектуется четырьмя насосами мощностью 160 кВт каждый. Диаметр баллера может быть от 340 до 1000 мм. Вес машин от 4100 до 59 000 кг.

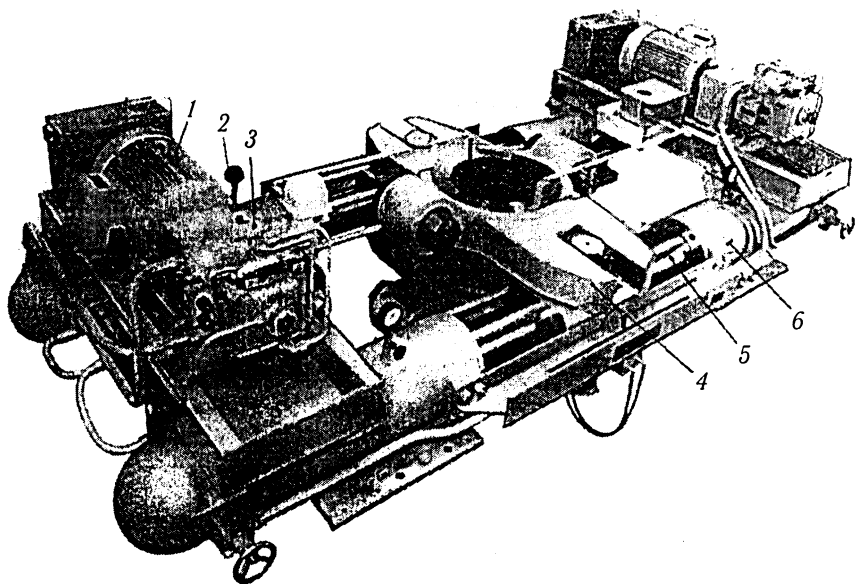


Рис. 5.22. Внешний вид четырехплунжерной рулевой машины фирмы Hatlара (Германия): 1 — электродвигатель; 2 — рукоятка аварийного управления; 3 — насос аксиально-поршневой; 4 — румпель; 5 — плунжер; 6 — цилиндр

Рулевые машины комплектуются аксиально-поршневыми насосами постоянной и регулируемой подачи. В таблице П 5.3 приведены стандартные ряды этих насосов. Они охватывают широкий диапазон мощностей: от 4,0 до 380 кВт в каждом агрегате. Соответственно подачи насосов: от 6,0 до 1150 л/мин. Давление рабочей жидкости: от 18,0 до 32,0 МПа. Частота вращения: от 1000 до 3000 мин<sup>-1</sup>. Насосы марки ZRP имеют меньшую мощность, поэтому их подача постоянна, а насосы марки A2F имеют большую мощность и регулируемую подачу.

Широко известны японские фирмы Tokyo Hylic, Kawasaki Heavy Industries и др. Они выпускают весь спектр ГРМ от малых мощностей до самых больших, применяемых на супертанкерах.

На рис. 5.23 представлена компоновка четырехплунжерных ГРМ этой фирмы с указанием габаритных размеров.

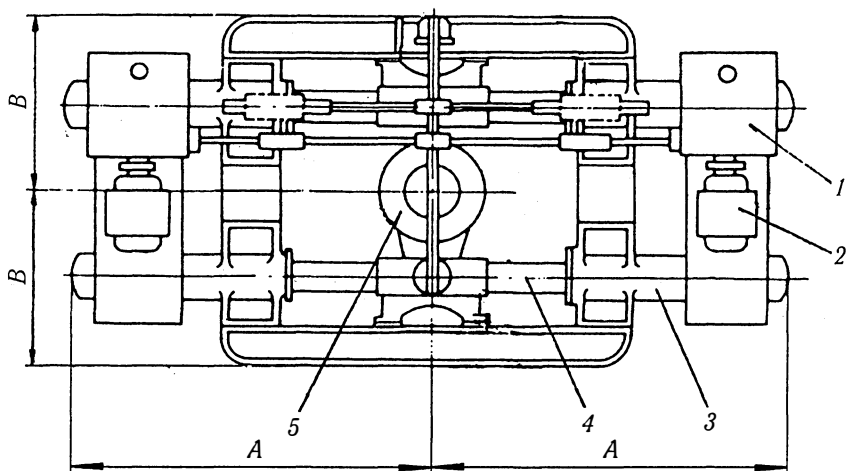


Рис. 5.23. Компоновка плунжерной ГРМ фирмы Kawasaki Heavy Industries (Япония): 1 — бак рабочей жидкости со встроенным аксиально-поршневым насосом, 2 — электродвигатель, 3 — цилиндр, 4 — плунжер, 5 — румпель

Характеристики двухплунжерных ГРМ (тип *R*) приведены в таблице П. 5.4, четырехплунжерных (тип *F*) — в таблице П. 5.5, и четырехплунжерных (тип *S*) — в таблице П. 5.6. В этих таблицах крутящий момент ГРМ последовательно увеличивается от 260 кН·м (26 т·м) до 21 900 кН·м (2190 т·м). Возрастают также рабочие давления от 14,0 до 25,0 МПа. Для сокращения типоразмеров ГРМ фирма рекомендует использовать их при различных давлениях, например 14,0 и 17,0 МПа; 17,0 и 20,5 МПа; 19,0 и 22,0 МПа. Мощность электродвигателей насосов достигает 360 кВт. В наиболее мощных ГРМ используются 3 и 4 насоса регулируемой подачи.

Рулевые машины средней и большой мощности могут иметь при соответствующих заказах двухконтурные гидросистемы в соответствии с требованиями ИМО.

В рулевых машинах используются современные аксиально-поршневые насосы типа BV, конструкция которых показана на рис. 5.24.

Позиции означают следующие детали: 1 — шпонка, 2 — приводной вал, 3 — сальник, 4 — винт, 5 — стопорная шайба, 6 — прокладка уплотнительная, 7 — корпус подшипников, 8 — винт, 9 — корпус насоса, 10 — заглушка, 11 — втулка, 12 — роликовый подшипник,

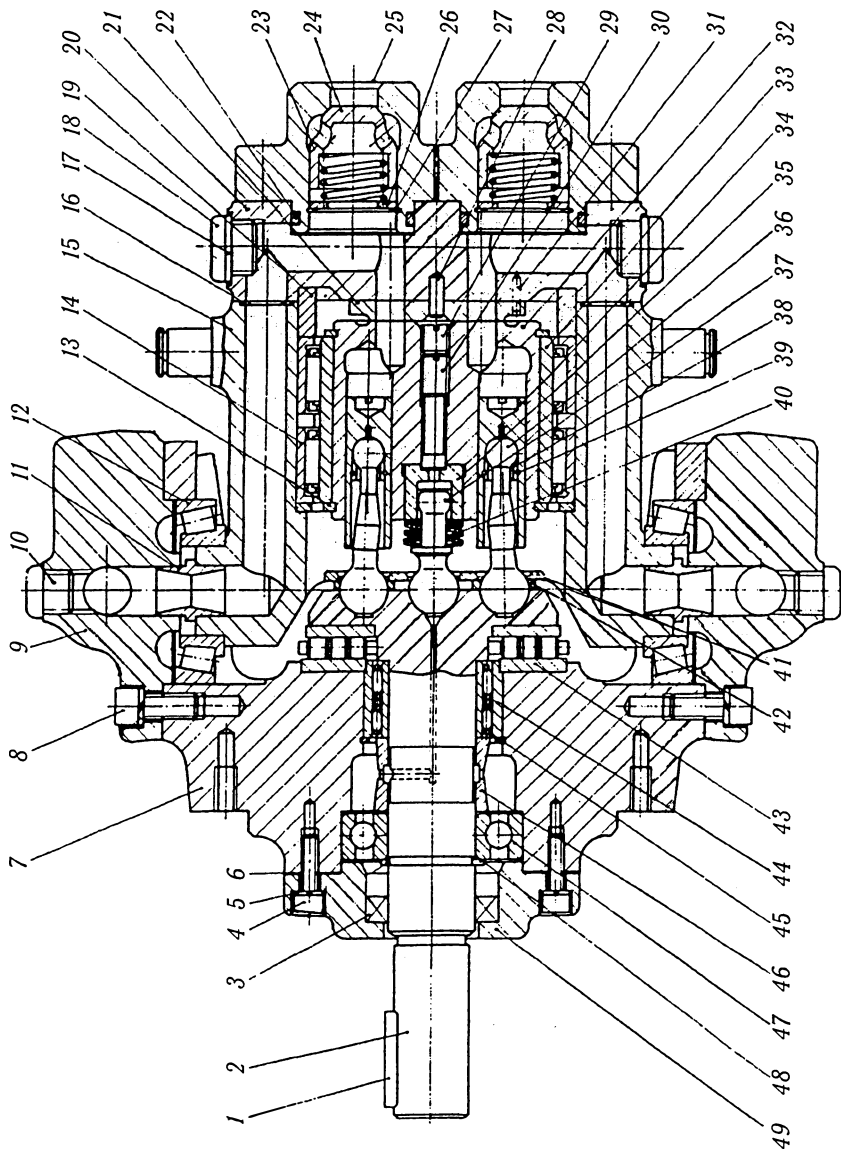


Рис. 5.24. Аксиально-поршневой насос фирмы Kawasaki Heavy Industries



13 — стопорное кольцо, 14 — игольчатый подшипник, 15 — люлька насоса, 16 — уплотнительное кольцо, 17 — уплотнительное кольцо, 18 — заглушка, 19 — регулировочное кольцо, 20 — задняя крышка, 21 — распределитель, 22 — уплотнительное кольцо, 23 — пружина, 24 — клапан, 25 — корпусклапанов, 26 — кольцо, 27 — стопорное кольцо, 28 — центрирующий штифт, 29 — стопорный винт, 30 — установочный винт, 31 — кокс установочный, 32 — блок цилиндров, 33 — втулка, 34 — поршень, 35 — прижимная втулка, 36 — шток, 37 — шток, 38 — ось, 39 — стопорное кольцо, 40 — тарельчатая пружина, 41 — установочная пластина, 42 — установочное кольцо, 43 — упорный подшипник, 44 — радиальный подшипник, 45 — стопорное кольцо, 46 — втулка, 47 — шарикоподшипник, 48 — стопорное кольцо, 49 — передняя крышка.

Насос имеет следующие конструктивные особенности. Приводной вал 2 имеет радиальные подшипники 47 и 44, а также упорный подшипник 43. Во фланце вала имеются шарообразные подшипники штоков 36, соединенных с поршнями 34, и подшипник центрирующего штока 37. Вращение приводного вала передается посредством штоков и поршней блоку цилиндров 32. Он вращается в игольчатом подшипнике 14, который обеспечивает хорошую центровку блока внутри люльки и легкость вращения. Блок цилиндров поджимается к плоскому распределителю 21 пакетом тарельчатых пружин 40 через втулку 35. Нажимное усилие пружин может регулироваться установочным винтом 30. Движение рабочей жидкости в том или другом направлении (в зависимости от направления поворота люльки) происходит через распределитель 21, каналы которого имеют серповидную форму. Они соединяются с цилиндрами и каналами «а» и «б» в люльке и далее с каналами в корпусе насоса. Люлька соединена с корпусом посредством роликовых подшипников 12. Для предотвращения утечек рабочей жидкости имеются уплотнения на втулках 11. На задней крышке 20 установлен корпус 25 подпиточных клапанов 24, поджимаемых пружинами 23.

Принцип действия насоса понятен из рисунка. Здесь показано нулевое положение люльки, т.е. подачи нет. При повороте люльки на угол от 0 до 25° в том или другом направлении поршни совершают возвратно-поступательное движение внутри цилиндров и создается подача рабочей жидкости различного направления.

Полные характеристики этих насосов приведены в табл. 5.2. Особенности являются высокие давления и частоты вращения. Они обеспечиваются совершенной конструкцией, качественными материалами и современной технологией изготовления насосов.

Таблица 5.2

Хар-ки Тип	Макс. подача, см <sup>3</sup> /об	Рабочее давление, МПа	Макс. давление, МПа	Частота вращения рабочая, мин <sup>-1</sup>	Частота вращения макс., мин <sup>-1</sup>	Макс. мощность, л. с.
BV-716	28,2	25,0	35,0	1750	3600	56,4
BV-720	54,6	25,0	35,0	1750	2600	78,9
BV-725	106,6	25,0	35,0	1750	2400	142
BV-732	235	25,0	35,0	1150	1800	235
BV-740	481	25,0	35,0	1150	1200	321
BV-750	900	25,0	35,0	870	1000	500

*Примечание:* максимальная подача насосов соответствует рабочему давлению, максимальной частоте вращения и углу поворота люльки — 25 градусов.

Наряду с рассмотренной конструкцией многие фирмы производят аналогичные аксиально-поршневые насосы.

Создаются усовершенствованные конструкции и выпускаются также радиально-поршневые насосы. Они имеют меньшую подачу и применяются для рулевых машин малых мощностей. Характерной современной конструкцией является насос типа Hele-SHAW.

На рис. 5.25 показан этот насос. Позиции означают следующие детали: 1 — поршень (плунжер), 2 — подшипник, 3 — крышка, 4 — подшипник, 5 — приводной вал, 6 — управляющий шток, 7 — скользящий блок, 8 — регулировочное кольцо, 9 — блок цилиндров, 10 — подшипник, 11 — корпус, 12 — цапфа (ось).

Особенностями насоса являются малые габариты, высокие рабочие давления и частота вращения. Конструктивно насос выполнен в очень компактном виде. В корпусе 11 расположен блок цилиндров 9 (число цилиндров 7). Он вращается с помощью приводного вала 5 на оси (цапфе) 12 и в подшипнике 10. Подача рабочей жидкости к цилиндрам и от них происходит по каналам «а» и «b» внутри оси и далее через специальные окна (прорези) «с» и «d», расположенные напротив цилиндров.

Регулировочное кольцо 8 насажено на скользящий блок 7 и может вращаться с помощью подшипника 2. Его вращение позволяет значительно уменьшить усилия и процесс трения в зоне контакта с головками поршней (плунжеров) 1. Это способствует увеличению

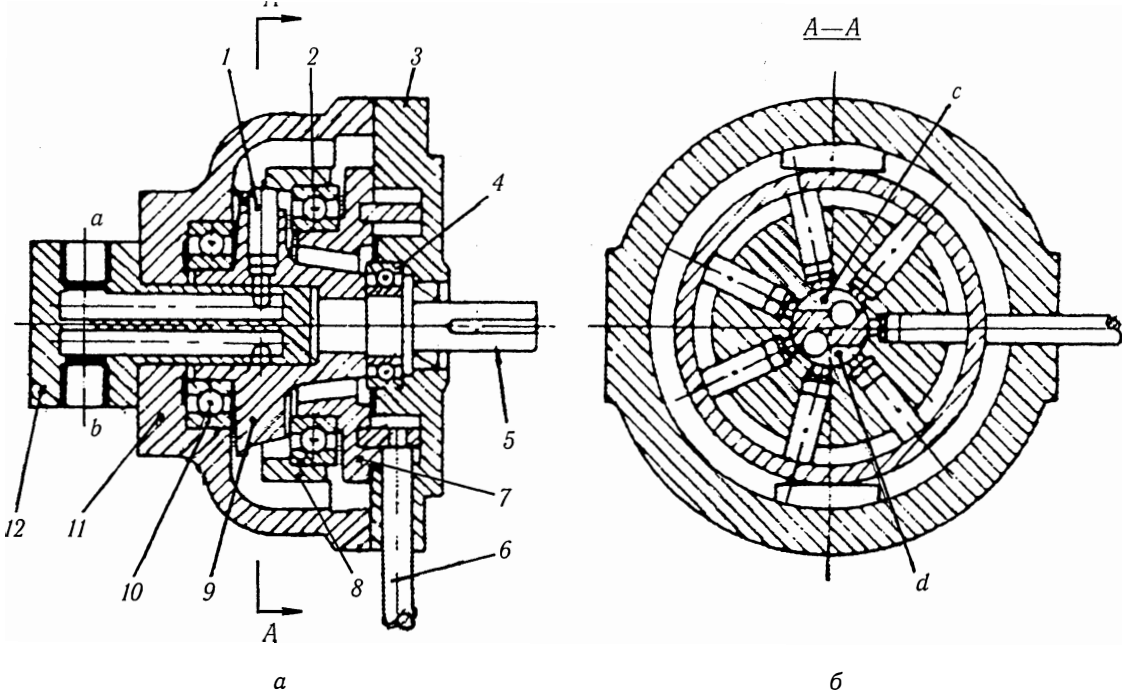


Рис. 5.25. Радиально-поршневой насос типа HELE-SHAW: осевой (а) и радиальный (б) разрезы

механического к.п.д., моторесурса и дает возможность повысить частоту вращения.

Скользкий блок 7 может смещаться в ту или другую сторону с помощью управляющего штока 6. Так создается эксцентриситет и, соответственно, регулируется подача насоса и направление движения рабочей жидкости. Характеристики насосов приведены в табл. 5.3. Эти насосы производит упомянутая фирма Kawasaki Heavy Industries, а также другие фирмы.

Таблица 5.3

## Характеристики насосов типа Hele-SHAW

Хар-ки Тип	Максимальная подача, см <sup>3</sup> /об	Рабочее давление, МПа	Максимальное давление, МПа	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
RV712-H	9,5	21,0	280	1750
RV716-NB	22,5	15,0	220	1750

Приведенные таблицы П. 5.4—П. 5.6 дают полное представление о производимых плунжерных ГРМ японскими фирмами. Эти машины отвечают современному научно-техническому уровню. Их характеристики мало отличаются от аналогичных машин разных фирм.

Заметим, что приведенные ГРМ имеют рычажный следящий механизм управления насосами. Его неоспоримыми достоинствами являются простота и высокая надежность работы, а недостатками — значительные люфты в шарнирных соединениях и необходимость большого усилия на выходном органе системы управления рулевой машиной.

Выходным органом является обычно шток гидроцилиндра.

В процессе эксплуатации необходимо периодически выполнять регулирование рычажного механизма.

## Поршневые ГРМ

На рис. 5.26 представлена компоновка поршневой ГРМ. Ее особенностью являются стандартные цилиндры 5 двойного действия, которые позволяют увеличить крутящий момент машины в 2 раза при тех же размерах. В случае необходимости число цилиндров может быть увеличено и они могут располагаться в два ряда. Это обеспечивает увеличение крутящего момента. Он может достигать 3500 кН·м. Номинальное давление рабочей жидкости 160 МПа, используются насосы регулируемой и постоянной подачи.

Достоинством поршневых ГРМ является их компактность. Они могут размещаться в малых помещениях, поэтому широко применяются на речных, военных судах, а также на морских судах малого и среднего водоизмещения.

Конструктивные особенности этих машин обуславливают наряду с достоинствами также их эксплуатационные недостатки. В частности, сферический подшипник 3 работает в тяжелых условиях. Он обеспечивает относительное вращательное движение румпеля 2 со штоком 4 и вертикальные перемещения румпеля (баллера) при волнении моря. Поэтому подшипник 3 интенсивно изнашивается.

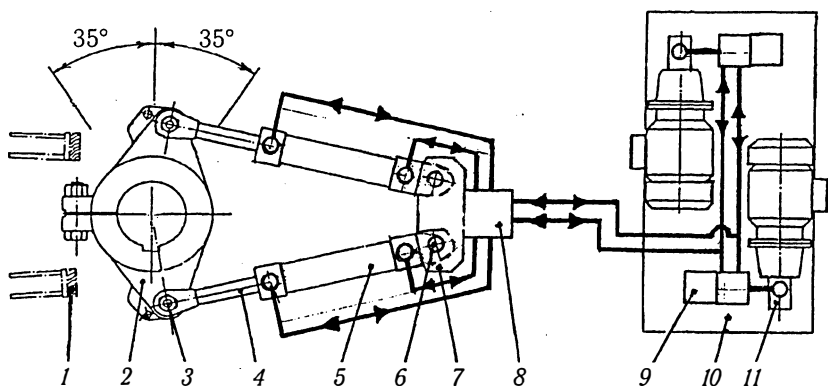


Рис. 5.26. Компоновка поршневой ГРМ: 1 — механический упор, 2 — румпель, 3 — сферический подшипник, 4 — шток, 5 — цилиндр, 6 — подшипник, 7 — фундаментная опора, 8 — блок клапанов, 9 — фильтр, 10 — бак рабочей жидкости, 11 — насос

При переключках руля (поворотах румпеля 2) цилиндры 5 совершают качательные движения в подшипниках 6, поэтому применяются гибкие шланги. Они недостаточно надежны в эксплуатации.

Соединение штока с поршнем также недостаточно надежно, возникают обрывы.

На рис. 5.27 показана конструкция стандартного цилиндра поршневой ГРМ (в сборе).

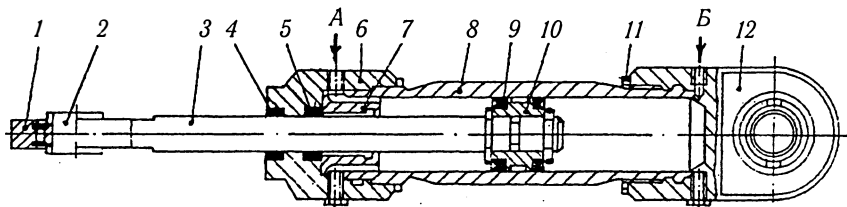


Рис. 5.27. Цилиндр поршневой ГРМ (в сборе): 1 — головка поршневого штока, 2 — сферический подшипник, 3 — поршневой шток, 4 — грязесъемное кольцо, 5 — уплотнительная манжета из маслостойкого материала, 6 — передняя крышка, 7 — направляющая втулка, 8 — цилиндровая втулка, 9 — уплотнительная манжета из маслостойкого материала, 10 — поршень, 11 — контргайка, 12 — задняя крышка, А и Б — подача рабочей жидкости

Цилиндрическая втулка 8 изготавливается из бесшовной трубы. Передняя крышка 6 и задняя 12 соединяются с цилиндрической втулкой с помощью резьбы.

Принцип действия гидроцилиндра понятен из рисунка и дополнительных пояснений не требуется.

На рис. 5.28 показан другой вариант компоновки поршневого рулевого привода (фирма Stork Maritime, Нидерланды). Его конструктивной особенностью являются неподвижные цилиндры 4. Благодаря этому гибкие шланги не требуются, но возникает необходимость в применении более сложного подвижного соединения штока 3 с поршнем. Подшипник 2 должен быть сферическим. Эксплуатационные недостатки остаются аналогичными описанному выше варианту.

Ниже приведены характеристики поршневых ГРМ названной фирмы (табл. 5.4).

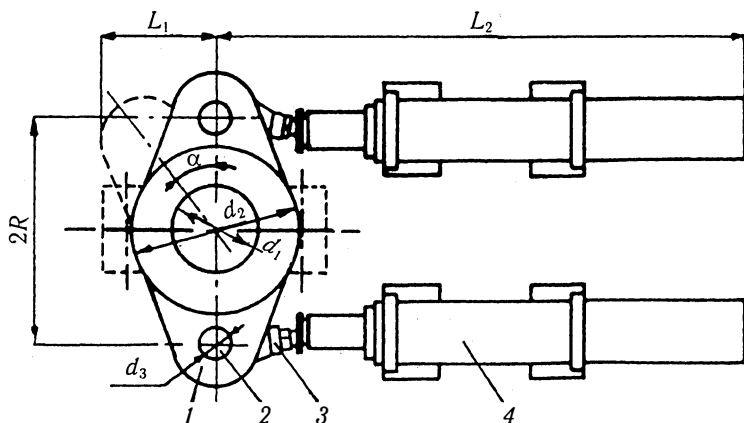


Рис. 5.28. Компоновка поршневого рулевого привода (второй вариант):  
1 — румпель, 2 — подшипник, 3 — шток, 4 — цилиндр

Таблица 5.4

### Характеристики поршневых ГРМ (фирма Stork)

Тип	Крутящий момент, кН·м	$\alpha$	$2R$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$L_1$	$L_2$
2EZ.A	32	35°	460	150	310	50	285	1133
2EZ.B	50	35°	520	170	400	60	305	1283
2EZ.C	80	35°	660	200	450	70	360	1590
2EZ.D	125	35°	740	230	525	85	410	1744
2EZ.E	200	35°	860	270	615	100	475	2025

На рис. 5.29 показана гидравлическая система поршневой ГРМ (фирма Stork, Нидерланды). Позиции означают следующие узлы: 1 — румпель, 2 — шток, 3 — цилиндр, 4 — предохранительный клапан, 5 — невозвратный клапан, 6 — золотник с электроуправлением, 7 — бак рабочей жидкости, 8 — невозвратный клапан, 9 — фильтр, 10 — насос постоянной подачи.

Гидравлическая система является сравнительно простой. В данном случае применяются насосы постоянной подачи, но могут быть и регулируемые.

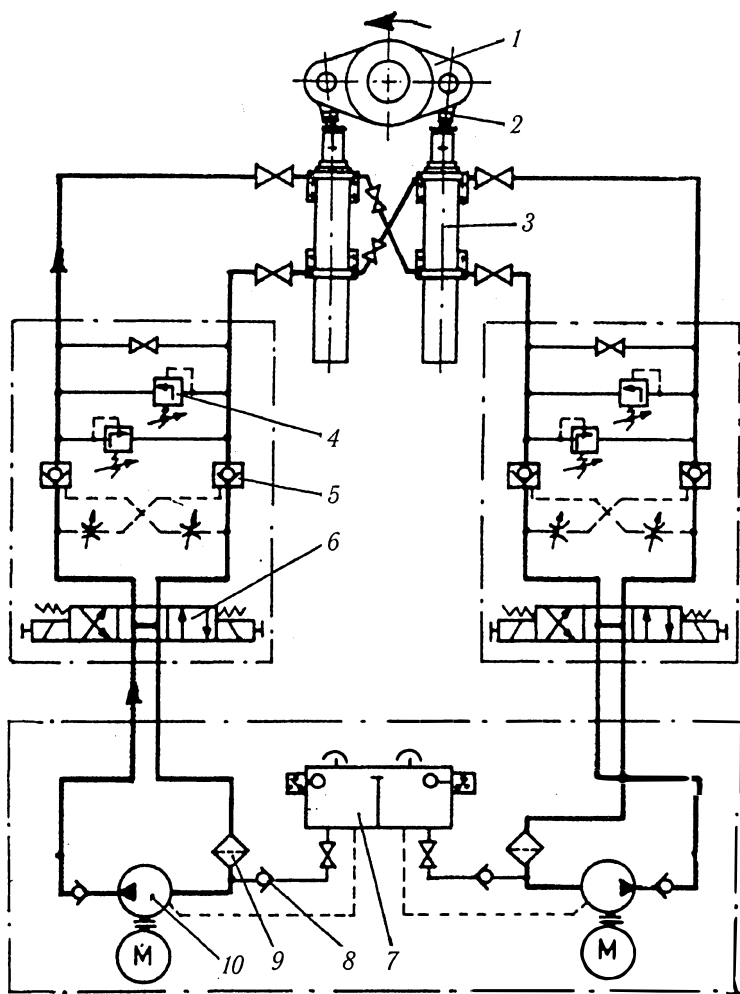


Рис. 5.29. Гидравлическая система поршневой ГРМ (фирма Stork Maritime, Нидерланды)



Принцип действия кратко заключается в следующем. После включения машины в работу насос 10 работает постоянно. При отсутствии управляющего сигнала с мостика золотник 6 удерживается в среднем (нейтральном) положении своими пружинами и насос 10 работает в байпасном режиме («сам на себя»). Соединение нагнетательного и всасывающего трубопроводов обеспечивает золотник 6. При этом руль (румпель 1) заторможен в заданном положении невозвратными клапанами 5.

При поступлении управляющего сигнала на одну из соленоидных катушек золотник 6 будет передвинут из среднего положения, например, влево. Рабочая жидкость от насоса 10 будет поступать по левому трубопроводу в верхнюю полость левого цилиндра и нижнюю полость правого цилиндра 3. Румпель (руль) 1 будет поворачиваться против часовой стрелки. После прекращения управляющего воздействия золотник 6 будет возвращен в среднее положение своими пружинами. Насос переходит на режим байпасирования, а руль останавливается в требуемом положении.

При поступлении управляющего воздействия на другую соленоидную катушку золотник 6 переместится в другое, например, правое крайнее положение. При этом изменится направление потока рабочей жидкости и руль (румпель 1) будет поворачиваться по часовой стрелке.

Насосы могут работать отдельно или совместно при необходимости по решению судоводителя. Совместная работа насосов повышает скорость перекладки руля и улучшает таким образом маневренность судна в сложных навигационных условиях.

Клапаны 4 предохраняют гидросистему (насосы, поршневой привод) от перегрузки, что возможно, например, при навалах на руль тяжелых посторонних предметов. Клапаны срабатывают при максимальном давлении, равном 1,3—1,5 номинального давления.

Внешний вид поршневой ГРМ названной выше фирмы показан на рис. 5.30.

Позиции означают следующие узлы и детали: 1 — ось шарового подшипника, 2 — румпель, 3 — баллер, 4 — рукоятка местного (аварийного) управления, 5 — цилиндр, 6 — шток.

Поршневые ГРМ производятся многими фирмами Германии, Великобритании, Нидерландов, Польши и т.д.

На рис. 5.31 показана поршневая четырехцилиндровая ГРМ фирмы Clarke Chapman Marine. Стандартный ряд машин этой фирмы составляет (кН·м): двухцилиндровые — 25, 40, 55, 65, 90, 130, 220,

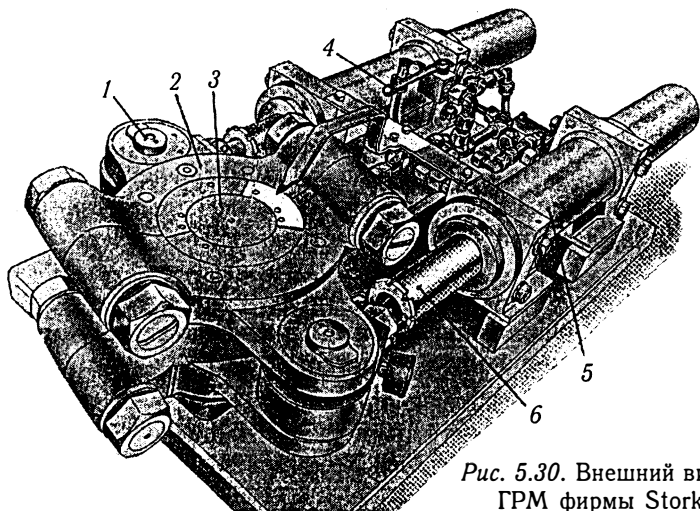


Рис. 5.30. Внешний вид поршневой ГРМ фирмы Stork Maritime

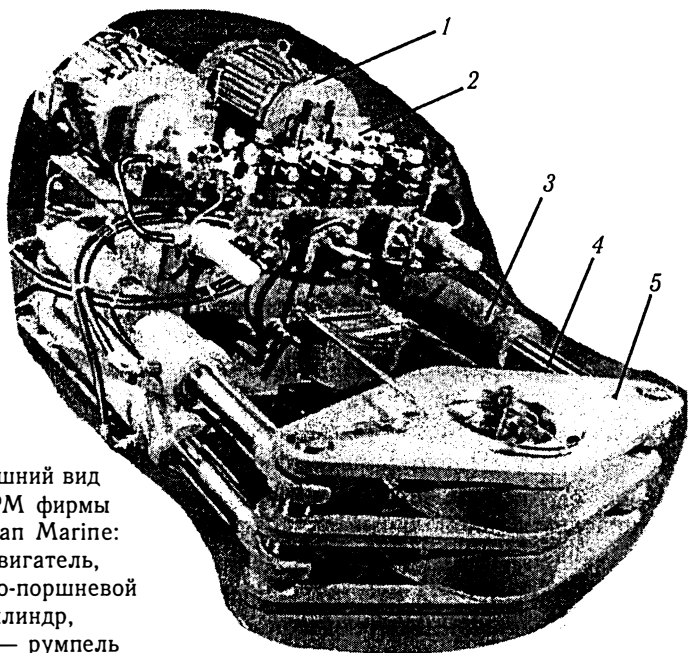


Рис. 5.31. Внешний вид поршневой ГРМ фирмы Clarke Chapman Marine:  
 1 — электродвигатель, 2 — аксиально-поршневой насос, 3 — цилиндр, 4 — шток, 5 — румпель

330, 440 и четырехцилиндровые — 520, 660, 1050, 1300, 1800, 2200, 2750, 3500.

Мощные машины этого ряда имеют двухконтурные гидросистемы с автоматизированным поиском неисправности согласно требованиям ИМО.

Поршневые ГРМ удобны для судов с двумя рулями. Фирма изготавливает такие машины двухярусными с восьмью цилиндрами и четырьмя насосами. Крутящий момент составляет 1700 кН·м.

### 5.3.6. Следящие механизмы и гидравлические системы управления подачей насосов

Насосы регулируемой подачи требуют значительных усилий для перемещения их управляемых органов (скользящего блока в радиально-поршневых насосах или люльки в аксиально-поршневых), особенно при наличии пружинных нуль-установителей (например, у радиально-поршневых насосов МНП-0,14-6 и др.).

Для перемещения управляемых органов насосов широко применяются рычажные следящие механизмы, если система управления ГРМ является электрической с достаточным выходным усилием управляющего органа (см. рис. 5.3) или электрогидравлической, выходным органом которой является гидроцилиндр (см. рис. 5.5, 5.6, 5.11).

В современных ГРМ так же широко применяются следящие гидроуселители и гидравлические системы управления подачей насосов в сочетании с электрическими системами, обладающими высокой чувствительностью, но малым выходным усилием на управляющем органе (см. рис. 5.5, 5.18 и др.).

Регулирование и настройка систем управления главными насосами существенно влияют на точность управления рулем, надежность и экономичность работы ГРМ. Практические способы регулирования и настройки зависят от их конструктивных особенностей, однако фирменные инструкции не дают обстоятельных рекомендаций по этому вопросу. Поэтому рассмотрим некоторые типовые системы управления подачей насосов и способы их регулирования.

Приведем рациональный способ регулирования рычажных механизмов. Он принципиально одинаков, независимо от их конструктивного разнообразия.

В качестве типового используем следящий механизм, изображенный на рис. 5.3. Последовательность регулирования такова.

1. После общепринятых осмотров и подготовки включить ГРМ и установить руль *1* в нулевое положение с помощью штурвала *10* в режиме «Местный». Контроль положения руля осуществлять по шкале рулевого привода.

2. Установить с помощью штурвала *10* управляющий орган (шток *12*) в среднее положение, определив предварительно его крайние рабочие положения.

3. Проверить перпендикулярность положения дифференциального рычага *BD* относительно соединительной штанги *17* главных насосов. При отклонении от прямого угла положение рычага *BD* корректируется регулировочным винтом, установленным в обратной связи *4*. При этом должны оставаться неизменными заданные фирменной инструкцией величины зазоров  $e_1$  и  $e_2$  между корпусами главных насосов и упорами на концах штанги *17*, обеспечивающие ее номинальный ход, а следовательно, номинальный угол отклонения люлек главных насосов. Во избежание сжатия пружинного компенсатора в обратной связи *4* ось шарнирного соединения (точка *D*) обратной связи *4* с дифференциальным рычагом *BD* должна двигаться в своей втулке без значительных усилий.

4. Проверить (от руки) легкость хода рычажного механизма штурвалом *10* и включить в работу правый главный насос  $\delta$ . Если при этом руль уходит из нулевого положения (контроль осуществлять по шкале рулевого привода) на некоторый угол в сторону того или другого борта, то данный насос не был в нулевом положении. В таком случае вращением регулировочного винта, расположенного в обратной связи *4*, в ту или другую сторону необходимо задать некоторую подачу этого насоса для возвращения руля в нулевое положение с максимально возможной точностью. Ошибка должна быть не более  $0,2-0,3^\circ$ . При достижении необходимой точности регулировочное соединение обратной связи *4* стопорится и правый насос  $\delta$  выключается.

5. Включить в работу левый главный насос  $\delta$ . Если при этом руль вновь уходит из нулевого положения на некоторый угол, то его возвращение в нулевое положение осуществляется вращением в том или другом направлении винтовых соединений *15* и *16*.

6. Попеременно включая главные насосы, проверить величину взаимного рассогласования их нулевых положений при углах перекладки руля  $0 \pm 15^\circ$ . Реально достижимая минимальная величина рассогласования —  $(0-0,3^\circ)$ .

При наличии у насосов храповых стопорных устройств расхождение нулевых положений обнаруживается в процессе работы по характерному шуму храповика неработающего насоса в момент завершения перекладки руля как на стоянке, так, в особенности, на ходу судна при возрастании давления в силовом контуре ГРМ.

7. Измерить приведенный к управляющей штанге 17 общий люфт редуктора и рычажного механизма. Если он составляет более 5—10% номинальных перемещений  $e_1$  или  $e_2$  штанги 17, то его следует уменьшить, отремонтировав рычажный механизм и редуктор 9.

8. Проверить отсутствие люфта в пружинном компенсаторе обратной связи 4, а при его наличии отрегулировать сжатие пружин до устранения люфта.

9. Согласовать нулевое положение электрического датчика истинного положения руля, соединенного с баллером, и его приемники (репитеры), а также нулевые положения датчиков 14 обратной связи электрической системы управления ГРМ, регулируя рычаг 13, соединенный с выходным органом — штоком 12. Проверить и при необходимости устранить люфты в приводах названных датчиков.

10. Проверить время перекладки руля с  $35^\circ$  одного борта до  $30^\circ$  другого при действии одного и другого насосов, а также двух одновременно (если это возможно) в режиме управления «Следящий». Если время перекладки руля в одном и противоположном направлениях существенно различается, то следует регулировать величины  $e_1$  и  $e_2$  изменением положений упоров на концах штанги 17. Согласно требованиям Регистра время перекладки руля должно быть не более 28 с при полном переднем ходе судна. На стоянке оно должно быть еще меньше.

При совместной работе насосов время перекладки руля уменьшается, однако менее, чем в 2 раза по сравнению с одним насосом. Реальное уменьшение времени перекладки руля составляет в 1,5—1,8 раза. Возможно также незначительное уменьшение, представляющее «загадку» для механика.

В таких случаях возникает вопрос: «Куда уходит подача второго насоса?» Заметим, что не следует искать «потерянную» подачу в силовом контуре в виде перетечек через неплотности запорных или предохранительных клапанов. Ответ на такую загадку определяется только теоретическим путем, а именно расчетом процессов перекладки руля (см. главу 6).

11. Проверить точность установки руля в заданное положение при углах перекладки  $0$ ,  $\pm 10$  и  $\pm 25^\circ$  в режиме управления «Следящий».

Контроль осуществляется по шкале рулевого привода, а углы сравниваются с положением стрелки «Заданный» основного поста управления (на мостике).

12. При наличии у главных насосов пружинных нуль-установителей (на приведенной схеме показаны аксиально-поршневые насосы без нуль-установителей) они регулируются способом, аналогичным изложенному выше.

Характерной положительной особенностью следящих рычажных механизмов по сравнению с гидравлическими системами управления подачей главных насосов является отсутствие сползания руля в режиме управления «Простой». Объясняется это наличием механической обратной связи.

Рассмотрим далее следящие гидроусилители. Они применяются, как правило, в радиально-поршневых насосах.

На рис. 5.32 показана принципиальная схема типового следящего гидроусилителя. Номера позиций означают следующие детали: 1 — скользящий блок, 2 — корпус, 3 — поясок золотника, 4 — золотник, 5 — дифференциальный поршень, 6 — поясок золотника, 7 — цилиндр, 8 — хвостовик, 9 — рычаг, 10 — нуль-установитель, 11 — шайба, 12 — винт, 13 — валик, 14 — серьга, 15 — шарнирное соединение.

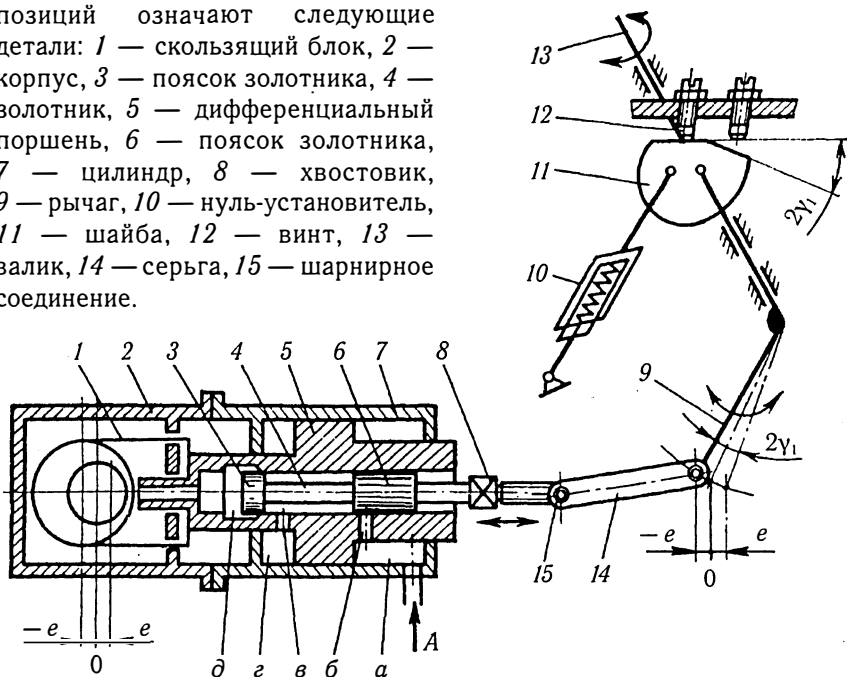


Рис. 5.32. Принципиальная схема типового следящего гидроусилителя

Такие гидроусилители применяются в ГРМ польской постройки. Принцип действия заключается в следующем.

Управляющий валик *13* исполнительного механизма электрической системы управления, исполняя заданную команду на перекладку руля в режиме «Следящий» или «Автомат», перемещает посредством рычага *9* и серьги *14* золотник *4*, например, влево от среднего (нулевого) положения на величину  $(-e)$ . При этом поясok *3* золотника открывает щель для слива рабочей жидкости из левой полости «*г*» цилиндра *7* через канал «*в*» в полость «*д*» и далее в корпус *2* главного насоса, оттуда в расходную цистерну. Дифференциальный поршень *5* под действием давления в полости «*а*» (рабочая жидкость вспомогательного насоса подается по стрелке *A*) перемещает жестко соединенный с ним скользящий блок *1* главного насоса влево до полного перекрытия сливной щели у пояска *3*, т. е. на ту же величину  $(-e)$ , создавая эксцентриситет (подачу) насоса. Осуществляется перекладка руля и по сигналу электрической отрицательной обратной связи управляющий валик *13* перемещает золотник *4* вправо, возвращая его в среднее положение. При этом поясok *б* золотника открывает канал «*б*» и сообщает, таким образом, полости «*а*» и «*г*», в которых давления выравниваются. Поршень *5* под действием разности усилий (из-за разности площадей) перемещается вправо до полного перекрытия канала «*б*» пояском *б* золотника, т. е. на величину  $e$ . Скользящий блок *1* главного насоса возвращается в среднее положение. При задании управляющим валиком *13* положительного эксцентриситета «*е*» (перекладка руля в противоположном направлении) следящий гидроусилитель работает аналогичным образом.

Для обеспечения местного управления ГРМ при выходе из строя электрической системы управления валик *13* может приводиться в движение специальной рукояткой (на схеме не показана), которая вводится в зацепление с валиком, а электрическая система управления при этом отключается. Ноль-установитель *10* служит для возврата в нулевое положение управляющего рычага *9* при местном (аварийном) управлении или при обесточивании системы управления. Шайба *11* и винты *12* предназначены для регулирования угла поворота  $2\gamma_1$  управляющего валика *13* и тем самым для установления максимальной величины эксцентриситета главного насоса (для обеспечения необходимой скорости перекладки руля).

Регулирование гидроусилителя для устранения сползания осуществляется с помощью хвостовика *8* и резьбового соединения *15*.

Опыт эксплуатации этой системы управления подачей насосов показал ее надежную работу и сравнительно высокий моторесурс. Достоинством системы является ее простота. Однако эта система не лишена недостатков, основным и наиболее существенным из которых является значительное падение давления в гидроусилителе при резкой перекладке штурвала (на мостике) на углы более 10—15°. Это приводит к замедленному движению дифференциального поршня и соединенного с ним регулируемого органа насоса, а следовательно, к замедленной перекладке руля в процессе маневрирования судна.

Названный недостаток связан с конструктивными особенностями гидроусилителя и, в частности, с отсутствием на сливе из полости «д» в корпус насоса подпорного клапана низкого давления. Способствующими этому недостатку факторами также являются износ уплотнений гидроусилителя, в первую очередь уплотнений дифференциального поршня, и засоренность (несвоевременная очистка) фильтра. Компенсация этого конструктивного недостатка может быть достигнута некоторым повышением (на 20—30%) давления редуционного клапана 24 (см. рис. 5.5) и увеличением подачи вспомогательного насоса 5.

На действующих судах находятся в эксплуатации радиально-поршневые насосы типа МНП-0,14-6. поэтому целесообразно рассмотреть систему управления их подачей.

На рис. 5.33 показана схема расположения исполнительного механизма ИМ, гидроусилителя и насоса. Обозначения соответствуют следующим деталям: 1 — гидроусилитель; 2 — пробка для выпуска воздуха; 3 — золотник; 4 — рычаг; 5 — регулировочное соединение; 6 — управляющий валик; 7 — рукоятка аварийного управления; 8 — прибор ИМ; 9 — нуль-установитель прибора ИМ; 10 — насос; 11 — нуль-установитель насоса.

На рис. 5.34 приведена принципиальная схема следящего гидроусилителя насоса МНП-0,14-6. Обозначения соответствуют следующим деталям: 1 — уплотнение штока золотника; 2 — крышка гидроцилиндра; 3 — золотник; 4 — золотниковая втулка; 5 — пробка для удаления воздуха; 6 — дифференциальный поршень; 7 — уплотнение поршня; 8 — хвостовик; 9 — серьга; 10 — корпус гидроусилителя; 11 — корпус насоса; 12 — скользящий блок насоса; 13 и 14 — шарнирные соединения; 15 — отверстие для слива рабочей жидкости; 16 — сливная полость; 17 и 18 — распределительные окна; 19 — подводный кран рабочей жидкости; 20 и 22 — правая и левая полости гидроцилиндра; 21 — канал.



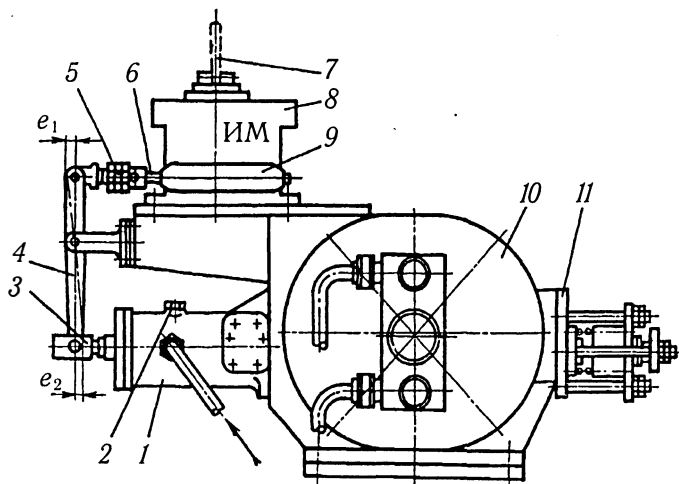


Рис. 5.33. Схема расположения исполнительного механизма ИМ, следящего гидроусилителя и радиально-поршневого насоса МНП-0,14-6

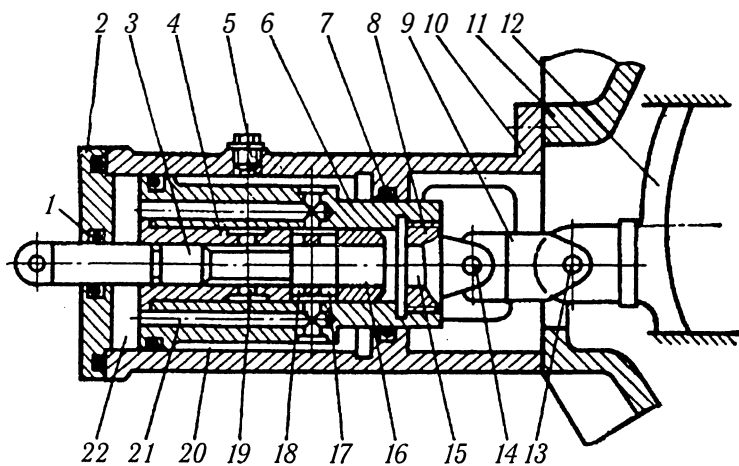


Рис. 5.34. Принципиальная схема следящего гидроусилителя насоса МНП-0,14-6

Принцип действия заключается в следующем.

Выполняя заданный сигнал, например в режимах «Следящий» или «Автомат», управляющий валик 6 (см. рис. 5.33) прибора ИМ 8 перемещается из нулевого положения в ту или другую сторону на некоторую величину, например  $e_1$ , сдвигая посредством рычага 4 золотник 3 следящего гидро-усилителя 1 вправо на пропорциональную величину  $e_2$ .

Рабочая жидкость от вспомогательного насоса подводится постоянно в сообщающиеся канал 19 и полость 20 (см. рис. 5.34). Левая кромка золотника 3, открывая окно 18, сообщает подводящий канал 19 через канал 21 с левой полостью 22 цилиндра, и поршень 6 под действием разности усилий из-за разности его рабочих площадей перемещает вправо на заданную величину  $e_2$  скользящий блок 12 главного насоса, создавая его подачу. Руль переключается, и отрицательные электрические обратные связи перемещают управляющий валик 6 и золотник 3 в противоположном направлении. При этом правая кромка золотника открывает окно 17 для слива рабочей жидкости из полости 22 через канал 21 в полость 16, и поршень 6 перемещается влево, «следя» за золотником. К моменту исполнения рулем заданного угла переключки управляющий валик 6, золотник 3 и соответственно скользящий блок насоса 12 займут свои нулевые положения.

В режиме управления «Простой» гидроусилитель работает аналогичным образом с той лишь разницей, что возвращение золотника 3 в исходное (нулевое) положение осуществляется не посредством отрицательных обратных связей, а нуль-установителем 9 при размыкании электрической цепи управления.

В данной системе управления насосом аналогично другим системам также предусмотрен режим местного (аварийного) управления, который может быть применен при выходе из строя обеих линий управления электрической системы или при обесточивании судна. Может показаться маловероятным одновременный выход из строя обеих линий управления электрической системы, однако такие факты были на судах. Так, например, выходили из строя оба прибора ИМ из-за износов зубчатых секторов, поэтому приходилось управлять судном (пересекая Атлантический океан) с помощью рукоятки 7 прибора ИМ (см. рис. 5.33) в течение нескольких суток.

Регулировочное соединение 5 обеспечивает установку в нулевое положение золотника 3 гидроусилителя для устранения сползания руля в режиме управления «Простой». Нуль-установитель 9 возвращает

в нулевое положение валик 6 (рукоятку 7) после снятия управляющего воздействия.

Радиально-поршневые насосы имеют пружинные нуль-установители, предназначенные для возвращения в нейтральное (нулевое) положение скользящего блока при отсутствии управляющего воздействия от механизма управления.

Наряду с рассмотренными существуют и другие конструкции следящих гидроусилителей, но принцип их действия примерно одинаков.

В отличие от гидроусилителей существуют более сложные гидравлические системы управления подачей насосов.

Одной из них является следящая гидросистема насоса типа НК (Россия). Она показана на рис. 5.35. Управляющий сигнал (перемещение валика прибора ИМ-2) передается посредством рычага 15 на золотник преобразователя 11, который, двигаясь из нулевого положения в том или другом направлении, преобразует сигнал перемещения в пропорциональный сигнал перепада давлений в полостях «е» и «жс» золотника 7 гидроусилителя. Преобразование сигналов осуществляется с помощью гидравлического моста, включающего дроссели 12, 13, 17 и 19, сбросом на слив некоторого количества рабочей жидкости через регулируемые дроссели 12 или 13. Для очистки рабочей жидкости служит фильтр 18.

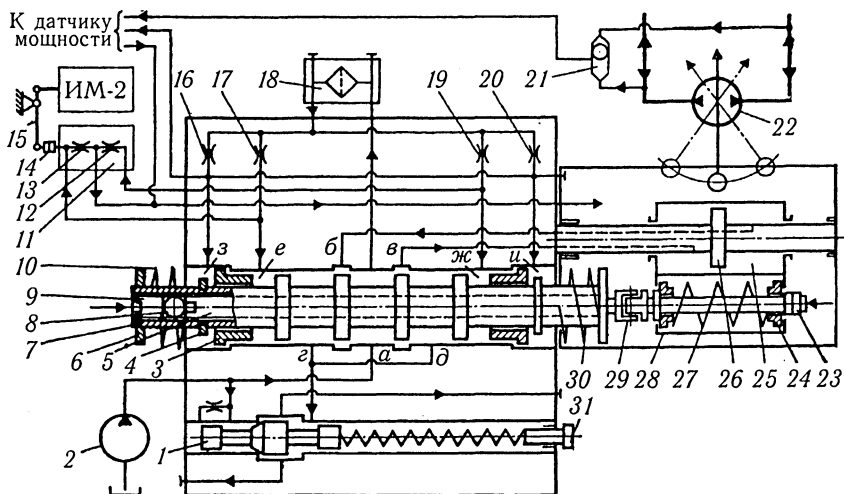


Рис. 5.35. Гидравлическая следящая система управления подачей насоса типа НК (Россия)

Под действием перепада давлений золотник 7 перемещается, например, вправо, сжимая пружину 10 (сжатие пружины 30 при этом уменьшается) и пружину 27 обратной связи. Рабочая жидкость от вспомогательного шестеренного насоса 2 подается по каналам «а» и «в» в левую полость гидроцилиндра 25, а сливается из его правой полости по каналам «б» и «г». Гидроцилиндр перемещается относительно неподвижного поршня 26 влево до тех пор, пока золотник 7 не будет возвращен пружинной 27 в среднее положение. При этом пружины 10 и 30 золотника 7 уравновесят друг друга, а перепад давлений в полостях «е» и «ж» будет уравновешен усилием сжатой пружины 27.

В случае, если золотник 7 перемещается влево, рабочая жидкость поступает по каналам «а» и «б» в правую полость гидроцилиндра 25, а сливается из его левой полости по каналам «д» и «г». При этом гидроцилиндр перемещается вправо. Пружины 10, 30 и 27 работают аналогично предыдущему.

Таким образом, золотник 7, гидроцилиндр 25 и устройство 28 обратной связи образуют следящий гидроусилитель. Величина перемещения гидроцилиндра 25 и соответствующий ей угол поворота люльки насоса 22 будут пропорциональны упомянутому перепаду давлений и, следовательно, перемещению валика прибора ИМ-2 и золотника преобразователя 11. Наибольший угол поворота люльки насоса составляет  $25^\circ$  при полном ходе валика прибора ИМ-2 и перепаде давлений, равном 5 МПа.

В насосе типа НК предусмотрено ограничение мощности при возможных перегрузках в процессе эксплуатации. Это ограничение обеспечивается датчиком мощности (на схеме не показан), клапаном 21, дросселями 16 и 20 и двумя втулками-поршнями 3, расположенными на концах золотника 7. В случае превышения предельного давления в силовой магистрали датчик мощности сбрасывает часть рабочей жидкости, уменьшая давление в камерах «и» или «з». При этом соответствующая втулка-поршень 3 перемещается до упора 4 и смещает на некоторую величину золотник 7, уменьшая его отклонение от среднего положения, т. е. уменьшая угол поворота люльки насоса и таким образом сохраняя постоянной наибольшую установленную мощность ГРМ.

Накопленный опыт эксплуатации насосов типа НК показал их надежную работу на судах, однако их специфичными особенностями являются некоторое неудобство, сложность и трудоемкость процесса регулирования. Наиболее часто встречающимися признаками плохого

регулирования являются: сползание руля в режиме управления «Простой», значительная зона нечувствительности и низкая точность установки руля в заданное положение, различие скоростей перекладки руля с правого на левый и с левого на правый борты и некоторые другие.

Сползание руля устраняется установкой золотника 7 в нулевое положение вращением шайбы 6 в ту или другую сторону на небольшой угол. Предварительно снимается внешний колпак, закрывающий шайбу 6, и выворачивается контрящий шайбу винт. Контроль сползания осуществляется по шкале рулевого привода. Если скорость сползания увеличивается, надо вращать шайбу 6 в противоположном направлении до остановки руля. После этого следует завернуть контрящий штифт и установить на место защитный колпак.

Сползание руля можно устранять также регулировочным устройством (талрепом) 14, которое смещает по оси золотник преобразователя 11. Однако при этом нарушается симметричность характеристики преобразователя, а это в свою очередь приводит к разным скоростям перекладки руля с одного борта на другой. Поэтому предпочтительным является устранение сползания шайбой 6. Таким путем фактически компенсируется неточная установка в нулевое положение золотника преобразователя 11.

Небольшая разница скоростей перекладки руля с одного борта на другой мало влияет на работу автоматической системы управления судном по курсу. Если же разница значительна, то совместным регулированием устройства 14 и шайбы 6 можно достичь «наощупь» выравнивания скоростей перекладки руля.

Более точным способом является снятие характеристики преобразователя «перепад давлений — осевое перемещение золотника» и установление ее симметричности устройством 14. После этого лучше использовать шайбу 6 для устранения сползания руля. Для снятия характеристики преобразователя 11 необходимы простые приборы: манометры и микрометр.

Величина зоны нечувствительности системы управления насоса зависит от люфтов в шарнирах рычага 15 и соединении 29. Возможны также люфты в разъемах между гайками 23 и тарелкой 24, а также между тарелками 24 и корпусом 28. Такие люфты появляются в случаях самоотвинчивания гаек 23 или излишней их затяжки при сборке механизма 28. Эти люфты вредны прежде всего тем, что вызывают удары в насосе при перекладках руля.

Система управления подачей насоса позволяет регулировать при необходимости скорость перекладки руля с помощью винта 31 предохранительного клапана 1. При этом изменяется наибольший перепад давлений в полостях «е» и «ж» золотника 7 и соответственно максимальный угол поворота люльки насоса, т.е. его подача.

### 5.3.7. Совершенствование гидравлических рулевых машин

Все иностранные фирмы, выпускающие ГРМ (ЭГРМ) различных типов, постоянно совершенствуют их конструкцию в целях улучшения характеристик (масса, габариты, КПД, быстродействие, надежность, стоимость и т.д.).

Тем не менее, все типы современных ГРМ (ЭГРМ) имеют те или иные недостатки, которые проявляются в эксплуатации. Возникают отказы рулевых машин, приводящие к аварийным ситуациям и авариям судов. Последствия таких аварий, как правило, связаны с большими экономическими и экологическими потерями.

Существуют различные причины отказов ГРМ (ЭГРМ). Наряду с обычными нарушениями правил технического использования и обслуживания, существуют специфичные причины (автоколебания, нарушение синхронности работы насосов, и их взаимодействие, деформации лопастных приводов, аварийные утечки рабочей жидкости из гидросистемы и некоторые другие). Такие причины невозможно выявить при стендовых испытаниях на заводе, швартовых или даже ходовых испытаниях судна. Они проявляются в процессе эксплуатации после некоторого периода его плавания.

Эксплуатационные особенности ГРМ, связанные с названными специфичными причинами, должны учитываться при проектировании. Однако даже опытные конструкторы могут не подозревать о существовании этих причин. Во-первых, потому, что они не имеют достаточного личного эксплуатационного опыта, а во-вторых, отсутствуют результаты научных исследований по такой проблеме. Фирмы неохотно расходуют средства на проведение таких исследований.

На кафедре «Судовые вспомогательные установки» Одесской национальной морской академии проводятся обстоятельные работы по совершенствованию гидравлических рулевых машин с момента ее организации в 1968 г. Основатель кафедры доктор технических

наук, профессор В.В. Завиша создал коллектив молодых ученых для выполнения прежде всего научных исследований и обобщения опыта эксплуатации ГРМ (ЭГРМ). Авторы учебника являются представителями его научной школы. На основе результатов научных исследований выполнялись конструкторские разработки.

Ниже приведены примеры основных разработок, защищенных авторскими свидетельствами.

В 1960—63 гг. одновременно с первыми зарубежными образцами (ФРГ) на кафедре была спроектирована и внедрена на судах рулевая машина нового типа (лопастная). Она получила маркировку РЭГ-ОВИМУ-7 (рулевая электро-гидравлическая, созданная в ОВИМУ). Подробные сведения об этой машине имеются в литературе [19].

Рулевой лопастный привод машины показан на рис 5.16.

На кафедре были проведены обстоятельные исследования лопастных рулевых машин в целях улучшения их эксплуатационных характеристик.

Одним из средств улучшения характеристик является повышение давления рабочей жидкости.

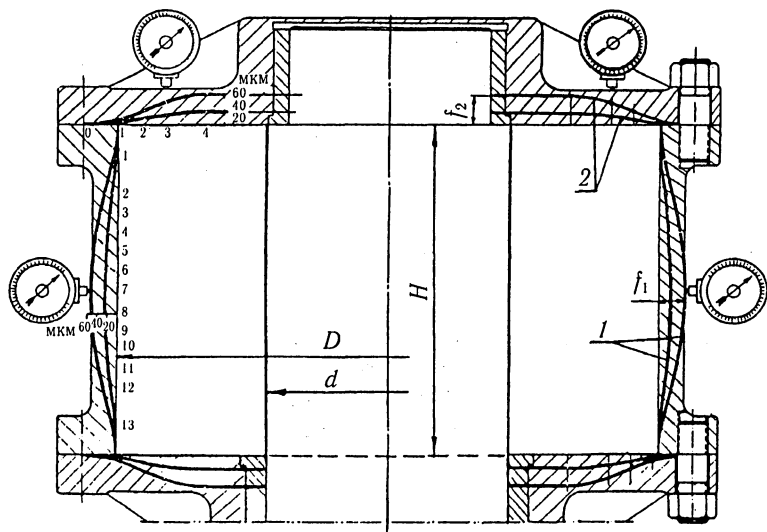
Например, при повышении давления от 4,0 до 8,0 МПа протяженность внутренних зазоров уменьшается на 40%, масса — на 15%, занимаемая площадь — на 20%.

Однако при повышении рабочего давления значительно ухудшаются гидравлические характеристики лопастного привода. Для выяснения причин были проведены натурные экспериментальные исследования деформаций его элементов (цилиндра, крышек).

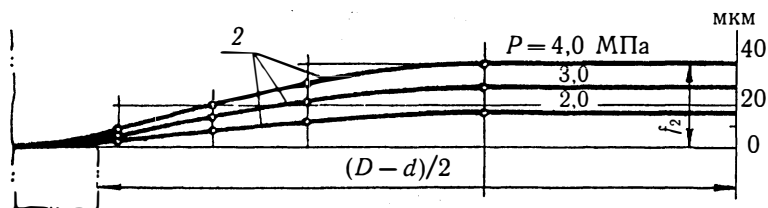
На рис. 5.36 показаны графики деформаций элементов лопастного привода, упругие линии 2 изгиба крышки и линии 1 изгиба стенки цилиндра при различных рабочих давлениях. Из графиков видно, что при номинальном давлении рабочей жидкости 3,5 МПа стрелы прогиба крышки  $f_2$  и цилиндра  $f_1$  составляют 35 и 47 мкм, т.е. монтажные зазоры увеличиваются в 2—3 раза.

Величины деформаций изменяются также при вращении ротора. На рис. 5.37 представлены совмещенные графики стрел прогиба  $f_1$  и  $f_2$  и объемного КПД  $\eta_0$  лопастного привода в зависимости от угла поворота ротора при различных давлениях рабочей жидкости.

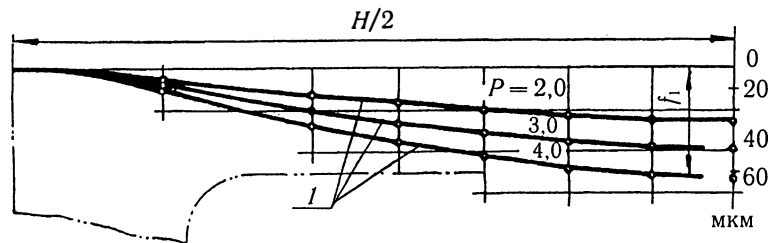
При вращении ротора по часовой стрелке увеличивается сектор нагружения рабочим давлением цилиндра и крышек. При этом величина  $f_1$  уменьшается, изменяясь по сложной кривой, значение  $f_2$  линейно возрастает, а объемный КПД снижается. Следовательно,



а



б



в

Рис. 5.36. Характер деформаций (а), упругие линии изгиба крышки (б) и стенки цилиндра (в)



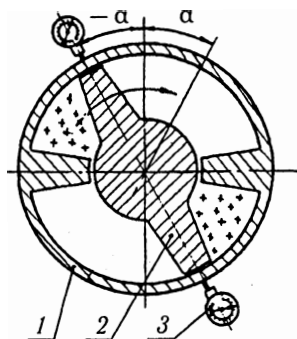
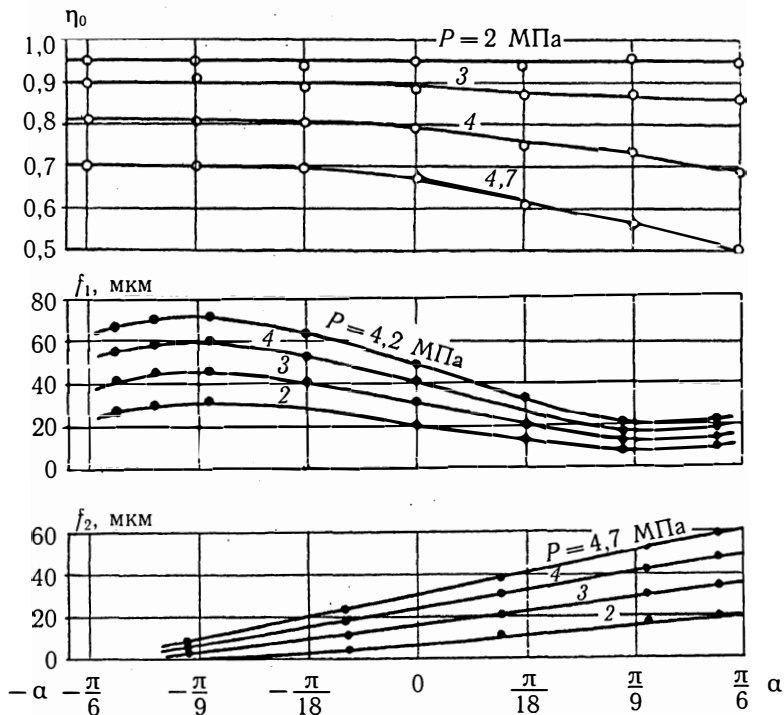


Рис. 5.37. Совмещенный график изменения стрел прогиба стенки цилиндра  $f_1$ , крышки  $f_2$  и объемного КПД  $\eta_0$  лопастного привода в зависимости от угла поворота ротора и рабочего давления; 1 — цилиндр, 2 — ротор, 3 — микроиндикатор

уменьшение объемного КПД объясняется в основном увеличением торцевых внутренних зазоров привода в результате деформаций его крышек. Наименьшее значение объемного КПД соответствует максимальному углу поворота ротора 0,61 рад ( $35^\circ$ ), при котором наблюдаются наибольшие деформации крышек. Этот факт имеет существенное значение при проектировании лопастных рулевых приводов, их испытаниях и эксплуатации на судах.

В соответствии с изменением внутренних зазоров гидравлические характеристики лопастного привода имеют нелинейный характер. На рис. 5.38 приведены экспериментальные характеристики удельных внутренних перетечек и объемного КПД лопастного привода в зависимости от давления и температуры рабочей жидкости. Характеристики снимались при работе на минеральном масле турбинное 46 и соответствуют максимальному углу поворота ротора 0,61 рад ( $35^\circ$ ), т.е. наибольшим деформациям крышек лопастного привода.

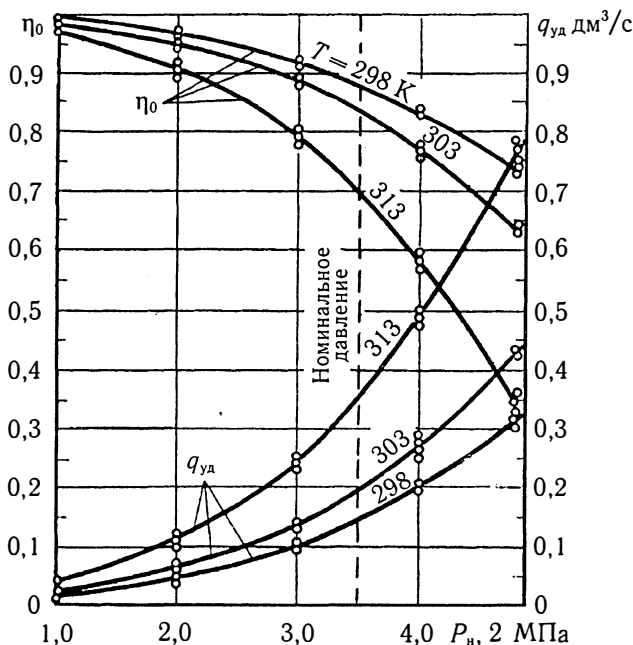


Рис. 5.38. Экспериментальные гидравлические характеристики лопастного рулевого привода

При увеличении давления внутренние зазоры в результате деформаций увеличиваются и удельные перетечки интенсивно возрастают, а объемный КПД падает. Существенное ухудшение гидравлических характеристик наблюдается при давлениях, превышающих номинальную величину (для данного лопастного привода 3,5 МПа). При рабочих давлениях менее половины номинальной величины влияние деформаций на гидравлические характеристики лопастного привода незначительно. Однако при рабочих нагрузках в интервале от половины до полной номинальной величины влияние деформаций элементов лопастных приводов оказывается существенным. Это проявляется в процессе эксплуатации следующим образом. При малой скорости судна перекладка руля нормальная, а при полном ходе или маневрировании резко уменьшается скорость перекладки руля из-за больших перетечек рабочей жидкости в приводе из его напорных полостей во всасывающие. При этом большие перетечки сопровождаются интенсивным тепловыделением, т.е. нагревом рабочей жидкости и дальнейшим увеличением ее перетечек из-за снижения вязкости.

Приведенные графики свидетельствуют о том, что гидравлические характеристики существенно ухудшаются при нагреве рабочей жидкости. Это следует иметь в виду при рациональной комплектации оборудования лопастных ГРМ, поскольку тепловыделения в гидросистеме зависят также от типа применяемых насосов, регулирующей и распределительной аппаратуры.

Наглядной иллюстрацией существенного влияния деформаций лопастного привода на его гидравлические характеристики является эксплуатация одной из неудачных конструкций лопастных ГРМ фирмы AEG Schiffbau на транспортных рефрижераторах водоизмещением 9000 т.

Типичные недостатки ГРМ состояли в следующем. При среднем ходе судна и работе одного насоса ГРМ руль перекадывался с борта на борт за 40—60 с вместо 28 с согласно Правилам Регистра. При полном ходе скорость перекладки руля еще более замедлялась или руль вообще не достигал заданного положения на борту. Температура рабочей жидкости составляла при этом 50—55°C. Только при малых ходах судна или на стоянке и при меньших температурах рабочей жидкости время перекладки руля соответствовало норме Регистра.

В связи с этим было принято решение выполнить ремонт рулевых машин на заводе (Югославия) под руководством приглашенного представителя фирмы AEG.

Контрольное вскрытие и проверка технического состояния лопастного привода, насосов и арматуры показали незначительные отклонения от нормы. Например, радиальные зазоры в приводе составили 0,08—0,15 мм вместо 0,07—0,09 мм, предохранительно-перепускные клапаны были недостаточно плотными и т.д. Недостатки были устранены, но при ходовых испытаниях не было достигнуто положительных результатов.

Ремонт продолжали. Была установлена новая статорная втулка для уменьшения радиальных зазоров до 0,045—0,055 мм (т.е. ниже существовавшей нормы 0,07—0,09 мм), увеличена подача насосов повышением частоты вращения приводных электродвигателей на 20%, заменены все уплотнения лопастного привода на новые. После этих мероприятий нормативное время перекладки руля достигалось, как и ранее, при стоянке судна и при малых ходах, а при среднем и полном ходах оно вновь не соответствовало требованиям Регистра.

При очередной разборке лопастного привода были уменьшены торцевые зазоры в два раза против нормы (0,03 мм вместо 0,05—0,07 мм), увеличена в два раза вязкость рабочей жидкости (9°Е против 4—5°Е при 50°С) и заменена половина металлических уплотнительных пластин на резиновые. Очередные ходовые испытания не дали, как и прежде, положительных результатов.

В итоге было принято решение по рекомендации представителя фирмы эксплуатировать рулевую машину с заглушенными (!?) предохранительными клапанами и при меньших скоростях судна. Понятно, что такая рекомендация вела к грубому нарушению правил технической эксплуатации ГРМ и не имела никакого отношения к существу рассматриваемой производственной ситуации.

Описанные недостатки рулевых машин наблюдались на всех судах данной серии, но ремонт не стали проводить из-за дороговизны и бесполезности. Эксплуатационники своими силами стремились улучшить характеристики рулевых машин повышением вязкости рабочей жидкости и охлаждением лопастного привода потоком воздуха от вентиляторов.

Общая стоимость ремонта ГРМ составила примерно 40% от стоимости новой машины. Понятно, что представитель фирмы АЕГ, не подозревая о деформациях лопастного привода, проводил дорогостоящие эксперименты за счет богатого в то время объединения Минрыбхоза.

Лопастные рулевые машины интенсивно внедрялись на судах, но фирмы мало уделяли внимания исследованиям их характеристик.

Деформации лопастного рулевого привода были впервые обнаружены и исследованы автором настоящего издания значительно ранее (1965 г.) описанного выше «показательного» ремонта. Результаты исследований были опубликованы в работе [49].

Для дальнейшего совершенствования лопастных рулевых приводов могут быть использованы следующие способы улучшения их характеристик и показателей:

- повышение рабочих давлений до 8—12 МПа для уменьшения массовых и габаритных характеристик;

- снижение конструктивными приемами деформаций элементов привода при повышенных рабочих давлениях;

- применение эффективных и износостойких уплотнений, компенсирующих деформации и износ элементов привода. Наиболее предпочтительны металлические уплотнения;

- выбор геометрического параметра  $H/B$  (отношение высоты полости к ширине) в интервале 3—4 для уменьшения протяженности внутренних зазоров и внешних сальниковых уплотнений;

- рациональный подбор оборудования и регулирующей аппаратуры гидросистем рулевых лопастных машин для предотвращения нагрева рабочей жидкости свыше 313—323 К.

Совершенствование лопастных рулевых приводов и в целом ГРМ предполагает также разработку новых оригинальных решений. Одно из них — судовой гидравлический рулевой лопастный привод с повышенным давлением рабочей жидкости — показано на рис. 5.39 [1]. Он разработан на базе отечественного лопастного привода (см. рис. 5.16). Отличительная его особенность — крышки 3 со встроенными диафрагмами 4, поджимаемыми давлением рабочей жидкости к торцам лопастей 5 и 7 привода, а также новые варианты уплотнений. Крышки такой конструкции обеспечивают компенсацию деформаций при повышенном рабочем давлении, в результате чего достигается более высокий объемный КПД лопастного привода. Другие обозначения соответствуют: 1 — цилиндр, 2 — ротор, 5 — неподвижная лопасть, 6 — сальник, 7 — подвижная лопасть, 8 — уплотнение.

Ниже приводятся разработки профессора Б.Г. Декина, защищенные авторскими свидетельствами.

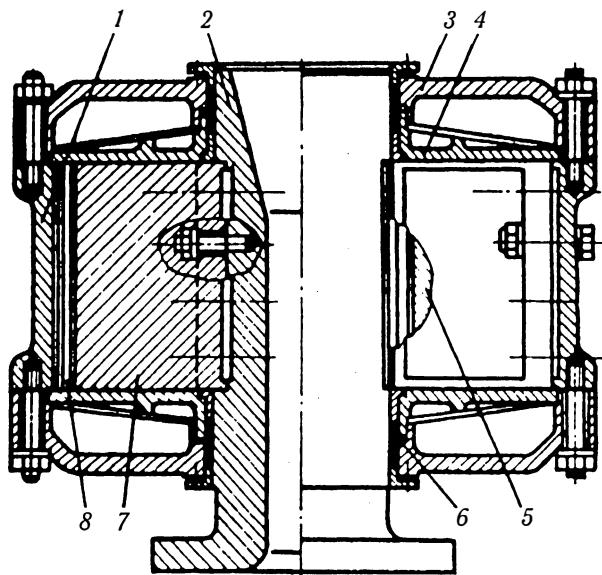


Рис. 5.39. Судовой гидравлический рулевой лопастный привод с повышенным давлением рабочей жидкости

### Рулевое устройство судна с подвижным пером руля

Судно, движущееся по курсу с неотклоненным рулем, не устойчиво и на его руль действуют силы, создающие гидродинамический момент. Величина и направление этого момента относительно баллера в основном определяются положением центра давления. Смещение баллера относительно центра давления позволяет изменять величину и направление действия гидродинамического момента и таким образом использовать его для перекладки подвижного руля.

Перекладка такого руля (рис. 5.40) в определенном направлении осуществляется перемещением руля 1 гидроцилиндрами 5 в направляющих 2 рудерписа 3 относительно баллера 4. Это перемещение по величине и направлению выбирается таким, чтобы гидродинамический момент обеспечил перекладку руля в заданном направлении и с необходимой скоростью. После перекладки руль фиксируется тормозом баллера. Для защиты гидроцилиндров 5 от повреждений используется пропульсивная наделка 6.

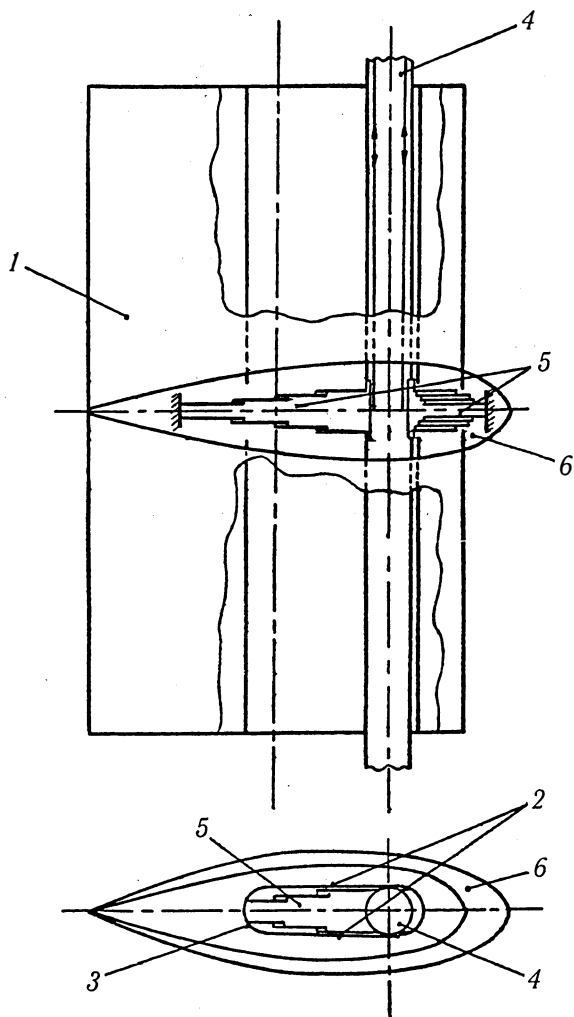


Рис. 5.40. Рулевое устройство с подвижным пером руля

Блок гидроуправления рулевым устройством, изображенный на рис. 5.41, состоит из электроприводного насоса 6 с баком 5, основного распределителя 2 с исполнительным механизмом 1 авторулевого и вспомогательных распределителей 3 и 4 с электромагнитами. Распределитель 3 в этом блоке предназначен для растормаживания тормоза баллера, а распределитель 4 обеспечивает действие гидроцилиндров руля, перемещающих его в определенном направлении и на определенное расстояние.

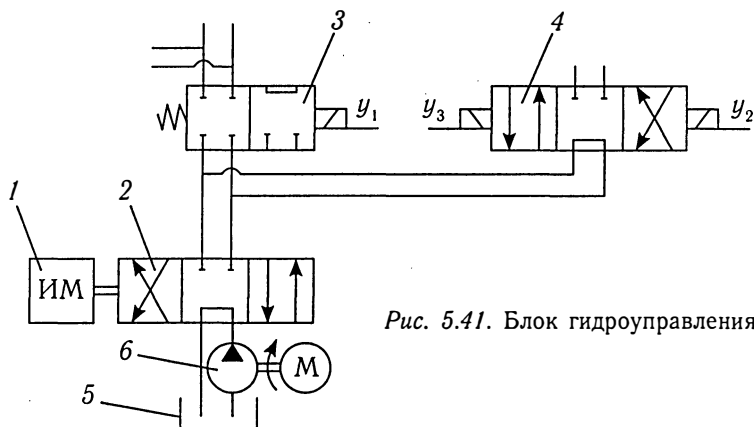


Рис. 5.41. Блок гидроуправления

Блок гидроуправления снабжен логическим устройством, представленным на рис. 5.42. Оно составлено из логических элементов И—НЕ. Для его разработки использованы логические функции:

$$y_1 = x_1 \cdot x_5 + x_2 \cdot x_7 + x_3 \cdot x_7 + x_4 \cdot x_5;$$

$$y_2 = y_1 (x_{10} + x_8 \cdot x_6);$$

$$y_3 = y_1 [(x_9 + \psi_0(t))]; \quad \psi_0(t) = [x_6(t) + \psi_0(t-1)] \cdot x_8,$$

где  $x_1$  — команда на увеличение угла перекладки руля на правый борт;

$x_2$  — команда на возврат с правого борта;

$x_3$  — команда на увеличение угла перекладки руля на левый борт;

$x_4$  — команда на возврат руля с левого борта;



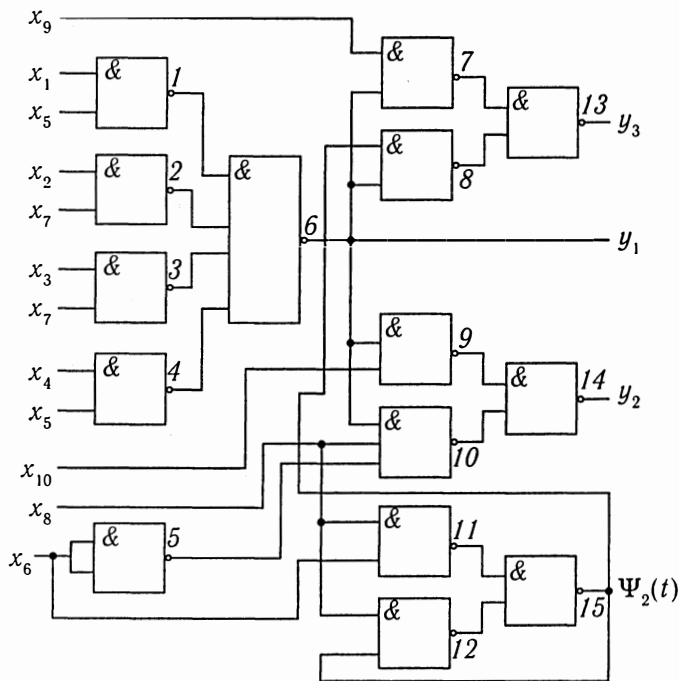


Рис. 5.42. Блок-схема логического устройства

$x_5$  — информация о превышении давления в цилиндрах правого борта тормоза над давлением в цилиндрах левого борта, т.е. информация о том, что  $p_{\text{пв}} > p_{\text{лв}}$ ;

$x_6$  — информация о том, что  $p_{\text{пв}} = p_{\text{лв}}$ ;

$x_7$  — информация о том, что  $p_{\text{пв}} < p_{\text{лв}}$ ;

$x_8$  — команда на перекладку руля на противоположный борт;

$x_9$  — информация о том, что скорость перекладки руля меньше заданной;

$x_{10}$  — информация о том, что скорость перекладки руля больше заданной;

$y_1$  — питание на электромагнит распределителя 3;

$y_2$  — питание на электромагнит распределителя 4 для включения гидроцилиндров на перемещение руля назад;

$y_3$  — питание на другой электромагнит распределителя 4 для включения гидроцилиндров на перемещение руля вперед по отношению к баллеру;

$\psi_0$  — память о пересечении центром давления оси баллера, т.е. память о равенстве  $p_{пв}$  и  $p_{лв}$  при переключке на противоположный борт.

После преобразования функций для построения схемы получено

$$y_1 = \overline{\overline{x_1 \cdot x_5 \cdot x_2 \cdot x_7 \cdot x_3 \cdot x_7 \cdot x_4 \cdot x_5}};$$

$$y_2 = \overline{y_1 \cdot x_{10} \cdot y_1 \cdot x_8 \cdot x_6};$$

$$y_3 = \overline{y_1 \cdot x_3 \cdot \psi_0(t) y_1};$$

$$\psi_0(t) = \overline{x_6 \cdot x_8 \cdot \psi_0(t-1) \cdot x_8}.$$

Как видно из вышеизложенного, блок гидроуправления обеспечивает действие гидроцилиндров, а логическое устройство — поиск решения о моменте растормаживания баллера, о направлении перемещения руля относительно баллера и скорости его поворота путем соответствующего удаления либо приближения центра давления к оси баллера в зависимости от направления и величины заданного угла переключки руля с выдачей соответствующих импульсов.

Использование вышеописанного устройства позволит значительно облегчить его конструкцию и повысить экономичность работы за счет использования для переключки руля гидродинамического момента и, следовательно, обойтись без рулевой машины как таковой, а в аварийных ситуациях и на заднем ходу использовать тормозное гидроустройство как рулевой привод.

### Гидравлическая система управления силовым приводом судовой рулевой машины

На рисунке 5.43 представлена принципиальная схема гидравлической системы управления приводом судовой рулевой машины.

Она содержит высоконапорный 1 и подпиточный 2 насосы и гидроаккумулятор 3 низкого давления, соединенные между собой параллельными напорными магистралями 4 и через распределитель 5 с силовым приводом 6 рулевой машины посредством трубопроводов 7. С помощью всасывающих трубопроводов 8 насосы 1 и 2 соединены с гидравлическим баком 9. На напорных магистралях 4 установлены реле давления 10 и 11, связанные с пускателями (не обозначены) электродвигателей 12 и 13.

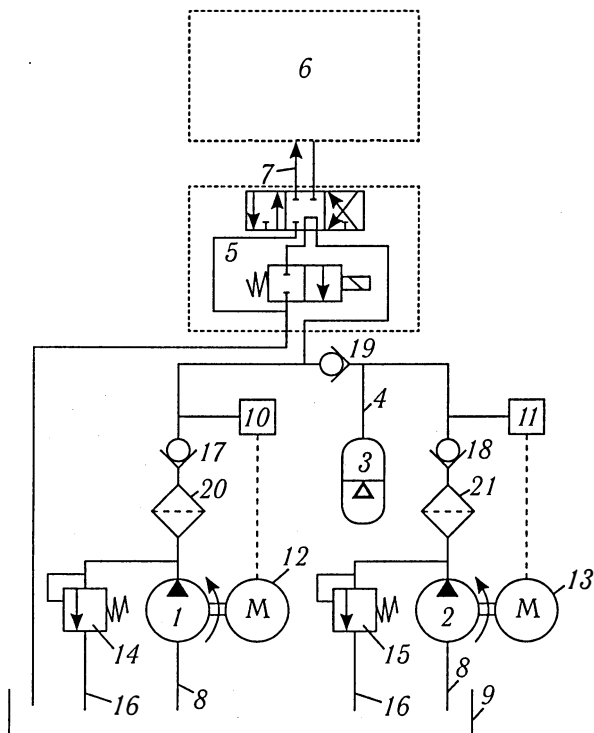


Рис. 5.43. Гидравлическая система управления силовым приводом рулевой машины

Насосы 1 и 2 снабжены предохранительными клапанами 14 и 15, установленными на трубопроводах 16, связывающих их с гидравлическим баком 9.

На напорных магистралях 4 установлены обратные клапаны 17, 18 и 19, а также фильтры тонкой очистки 20 и 21.

Рулевая машина работает в двух режимах.

В первом режиме перекладка руля не превышает  $8-10^\circ$ . При этом насос 1 не работает. Питание гидроцилиндров силового привода 6 осуществляется от гидроаккумулятора 3, в котором поддерживается постоянное рабочее давление. Подпитка гидроаккумулятора производится периодически по мере расхода рабочей жидкости. Включение и выключение подпиточного насоса 2 производится автоматически по сигналу от реле давления 11.

В паузах между переключками руля подпиточный насос 2 работает на гидроаккумулятор 3, пополняя запас рабочей жидкости в нем до достижения рабочего давления. Во время переключки руля распределитель 5 открыт, подпиточный насос 2 работает непосредственно на силовой привод 6 совместно с гидроаккумулятором 3.

Во втором режиме силовой привод работает при повышенных нагрузках в условиях волнения и при больших углах переключки руля, например при маневрах. В этом режиме насос 1 включается вручную либо автоматически.

Автоматическое включение насоса 1 осуществляется при воздействии на рулевое устройство дополнительной нагрузки, которая вызывает повышение давления в нагруженных цилиндрах силового привода 6, при этом включается распределитель 5. Напорная магистраль 4 насоса 1 оказывается под действием повышенного давления, при этом обратный клапан 19 отсекает гидроаккумулятор 3 и напорную магистраль 4 насоса 2. Реле давления 10 срабатывает, подает сигнал к пускателю электродвигателя 12 насоса 1 для его включения и одновременно к пускателю электродвигателя 13 подпиточного насоса 2 на его выключение.

Переход на режим прямых курсов осуществляется переключением вручную.

Таким образом предложенная гидравлическая система повышает КПД рулевой машины при переключках руля во время подпитки гидроаккумулятора до 30—40% и до 60—70% при переключках руля в паузах между подпитками.

### **Гидравлическая система управления силовым приводом судовой рулевой машины с использованием перепуска между цилиндрами привода**

На рис. 5.44 показана принципиальная схема гидравлической системы управления силовым приводом судовой рулевой машины с использованием перепуска.

Она включает низконапорный насос 1 постоянной подачи, связанный с установленным на напорной магистрали пневмоаккумулятором 2, подпитка которого осуществляется рабочей жидкостью из гидравлического бака 3, клапанную коробку 4, соединенные между собой, и через распределитель 5 и дополнительный распределитель 6 с перепускным каналом А, трубопроводами 7 с силовым приводом 8.

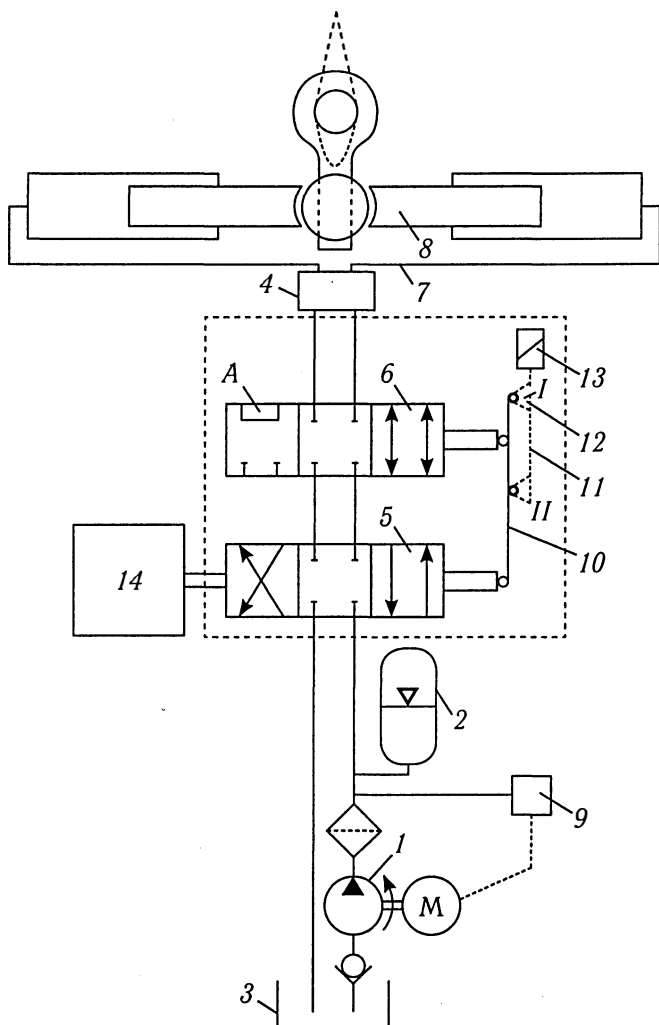


Рис. 5.44. Гидравлическая система управления приводом рулевой машины с перепуском между цилиндрами

Система также включает установленное на напорной магистрали реле 9 давления низконапорного насоса 1, осуществляющее автоматическое включение и выключение этого насоса в зависимости от давления в напорной магистрали. Штоки распределителя 5 и дополнительного распределителя 6 шарнирно соединены консольно выступающим двухплечим рычагом 10 и шарнирной тягой 11, кинематически связанными с подвижным упором 12 и электромагнитом 13, для обеспечения возможности направления рабочей жидкости в ту или иную полость силового привода 8 или слива рабочей жидкости из той или иной полости силового привода 8, а также для соединения между собой полостей силового привода 8. Управление распределителем 5 и дополнительным распределителем 6 осуществляется исполнительным механизмом 14.

Система используется только на режимах прямого курса судна и действует следующим образом.

При отсутствии необходимости в переключках руля распределитель 5 и дополнительный распределитель 6 находятся в среднем положении. При этом низконапорный насос 1 работает на пневмогидроаккумулятор 2, пополняя запас жидкости в нем до достижения рабочего давления. Включение и выключение насоса 1 производится автоматически по сигналу от реле давления 9.

Условия работы гидравлической системы при переключках руля характеризуются положениями I или II подвижного упора 12. Рассмотрим их.

**Подвижный упор 12 находится в положении I.** При этом золотники распределителя 5 и дополнительного распределителя 6 перемещаются в одном направлении с помощью рычага 10. Их перемещение определяется ходом штока исполнительного механизма 14 и соотношением плеч рычага 10. Исполнительный механизм 14 осуществляет задание для переключки руля на левый борт смещением золотника распределителя 5 влево. В этом же направлении смещается золотник дополнительного распределителя 6, осуществляя подключение блока питания к рулевому приводу.

Исполнительный механизм 14 осуществляет задание для обратной переключки руля в исходное положение (среднее) смещением золотника распределителя 5 вправо. В этом же направлении смещается золотник дополнительного распределителя 6, осуществляя через канал А перепуск рабочей жидкости из одной полости рулевого привода в другую под действием гидродинамического момента набегавшего на руль потока воды.

Подвижный упор 12 находится в положении II. Такое положение характерно для работы рулевой машины при перекладках руля в условиях, противоположных описанным выше для положения I, т.е. на противоположном борту.

Использование предлагаемой системы позволит сократить вдвое расход рабочей жидкости, что приведет к экономии энергии на действие рулевой машины, вдвое увеличить срок службы насосного агрегата и его электроаппаратуры, а также увеличить срок службы рабочей жидкости за счет уменьшения числа циклов ее использования в насосном агрегате.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Назовите основные элементы функциональной схемы ЭГРМ, поясните их назначение и взаимодействие.

2. Чем отличается режим управления «Следящий» от «Простого»?

3. Что происходит при обрыве линии обратной связи руля?

4. Где устанавливаются указатели положения руля и от какого датчика они работают?

5. Какое принципиальное отличие функциональной схемы ЭГРМ с автономной ГРМ?

6. Как работает рычажный следящий механизм управления насосами?

7. Назовите основные узлы и элементы гидравлической системы рулевой машины.

8. Какие требования ИМО обязательно реализуются в гидросистеме и с какой целью?

9. Как используются насосы ГРМ в эксплуатации?

10. Что происходит в гидросистеме при навале на руль тяжелого постороннего предмета, например, льдины и др.?

11. В каких ГРМ применяется аварийный агрегат?

12. Как устроено аварийное управление рулем, когда и как оно используется?

13. Может ли работать ГРМ при обесточивании судна?

14. Зачем применяются контуры подпитки и управления?

15. Какие устройства применяются для стопорения одного из насосов при работе второго? Как они работают?

16. Что такое конечные выключатели, когда и как они работают?

17. Допускается ли упор плунжера в дно цилиндра? Что при этом произойдет?
18. Какие устройства применяются для управления подачей насосов регулируемой и постоянной подачи?
19. Как работает следящий гидроусилитель?
20. Зачем применяются гидрозамки в гидросистеме?
21. Какой принцип заложен в конструкцию двухконтурной гидросистемы?
22. Как происходит переключение гидравлических контуров в гидросистеме?
23. Какие датчики применяются в двухконтурной гидросистеме и как они работают?
24. Что такое сползание руля? В каком режиме оно возникает и как его устранить?
25. Поясните принципы действия насосов регулируемой подачи: радиально-поршневых и аксиально-поршневых?
26. Дайте сравнительную оценку характеристик насосов: радиально- и аксиально-поршневых.
27. Назовите насосы разных фирм, поясните их конструктивные особенности и характеристики.
28. Какие конструктивные особенности имеет насос типа HELE-SHAW?
29. Как происходит управление подачей насосов в ГРМ фирмы FRYDENBO?
30. Назовите основные типы лопастных приводов?
31. Какие применяются уплотнительные устройства в лопастных приводах?
32. Как соединяются лопастные приводы разных фирм с баллером руля и с фундаментом?
33. Дайте сравнительную оценку лопастных и плунжерных ГРМ.
34. Как работают ГРМ в следящем режиме?
35. Как обеспечивается фильтрация рабочей жидкости в гидросистемах ГРМ?
36. Почему предохранительные клапаны в гидросистемах являются двоянными и сколько их?
37. Какие конструктивные особенности имеет лопастный рулевой привод РЭТ-ОВИМУ-7?
38. Что такое деформации лопастных приводов: причины и следствия?



39. Почему характеристики объемного к.п.д. лопастных приводов криволинейные? От чего и как зависит их кривизна?
40. Какая норма Регистра на перекладку руля?
41. Объясните такую ситуацию: на малых ходах время перекладки руля — нормальное, а на полном ходу оно значительно увеличивается.
42. Назовите основные узлы плунжерной ГРМ.
43. Охарактеризуйте плунжерные ГРМ разных фирм. Конструктивные особенности и характеристики: мощности, давления, насосы, устройства аварийного управления и т. д.
44. Какие особенности имеет гидравлическая система управления подачей насоса типа НК (устройство и принцип работы)?
45. Как работает устройство обратной связи в насосе НК?
46. Как регулировать сползание руля, если используется насос НК?
47. Поясните принцип работы следящих гидроусилителей.
48. Какие бывают конструкции шарнирного соединения румпеля с плунжерами?
49. Как работает 2-х контурная ГРМ фирмы Natlара?
50. Поясните конструктивные особенности поршневой ГРМ.
51. Дайте сравнительную оценку поршневой ГРМ с плунжерными и лопастными.
52. Как работают золотниковые устройства в поршневых ГРМ? Допускается ли совместная работа насосов постоянной подачи?
53. Как проявляется сползание руля и как оно устраняется?
54. Что происходит с рулем, если не работают конечники?
55. Как проявляется воздух в гидросистеме и как его удалять?
56. Что необходимо предпринять, если в гидросистему попала вода?
57. Где в гидросистеме установлены фильтры и какие?
58. Что вы должны предпринять, если с мостика поступило срочное сообщение об отказе ЭГРМ?
59. Можно ли выходить в рейс, если при проверке ЭГРМ оказался неисправным один из двух насосов?
60. Как определяется значительное засорение фильтра?
61. Что необходимо предпринять, если при проверке обнаружены утечки масла: в сальниках плунжеров, лопастного привода, манометровых трубок?
62. Резервный насос вращается при работе другого насоса. Почему и что следует предпринять?

## Глава 6. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН

### 6.1. Нагрузка на рулевую машину

Основным органом управления морских, речных и транспортных судов смешанного плавания является руль, приводимый в движение рулевой машиной. Для повышения маневренности судов большого водоизмещения, речных и некоторых специализированных судов применяют два или три руля. Они могут приводиться в действие одной или несколькими рулевыми машинами.

Однако все рули обладают существенным недостатком: не могут обеспечить хорошую маневренность судов при очень малой скорости движения, например при швартовках. Поэтому многие транспортные суда оборудуют дополнительно подруливающими устройствами. Специализированные суда (буксиры и др.), для которых необходима особенно высокая маневренность при малой скорости движения, оборудуют поворотными насадками, активными рулями или крыльчатыми движителями. Мы рассматриваем обыкновенные рули. На рис. 6.1, а показана схема гидродинамических сил и моментов, действующих на руль 2, и движущееся со скоростью  $v_0$  судно 1 при

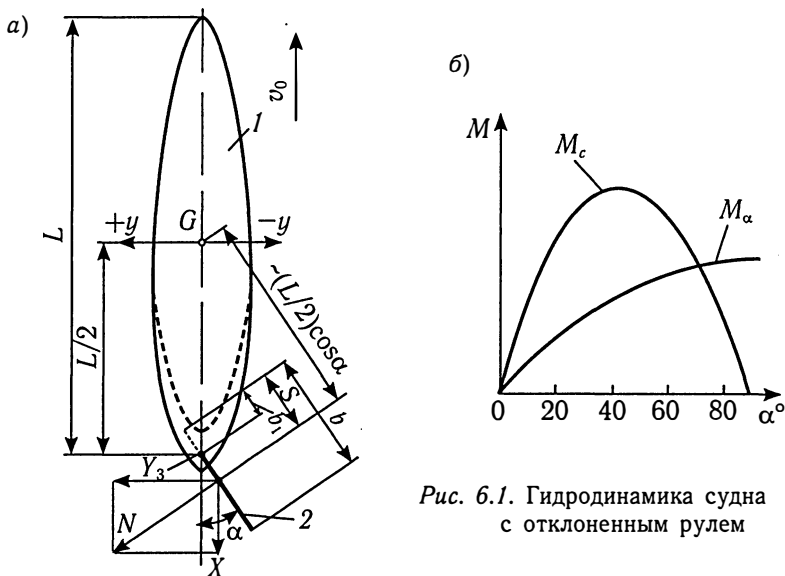


Рис. 6.1. Гидродинамика судна с отклоненным рулем

отклонении руля на угол  $\alpha$ . От набегающего на руль потока воды возникает нормальная гидродинамическая сила  $N$ , приложенная в некоторой точке, расположенной на расстоянии  $s$  от передней кромки руля. Момент этой силы относительно оси баллера  $Z$  является нагрузкой на рулевую машину  $M_\alpha = N(s - b_1)$ .

Разложим силу  $N$  на составляющие  $X$ ,  $Y$  и приложим в центре тяжести  $G$  судна две равные и противоположно направленные силы  $(+Y)$  и  $(-Y)$ : получим пару сил  $Y$  ( $-Y$ ) с моментом  $M_c \approx YL/2 = (NL \cos \alpha)/2$ , поворачивающим судно вправо относительно точки  $G$ . Кроме того, сила  $(+Y)$  будет вызывать крен и боковое смещение судна, а сила  $X$  — тормозить его.

На рис. 6.1, б показан характер изменения моментов сил  $M_c$  и  $M_\alpha$  в зависимости от угла  $\alpha$  отклонения руля. Эффективность действия руля, как видим, ограничивается углами  $\alpha = 35-40^\circ$ . Это объясняется как уменьшением плеча  $(L \cos \alpha)/2$ , так и ухудшением условий гидродинамического обтекания руля при увеличении угла  $\alpha$ .

На рис. 6.2 показан маневр циркуляции, который судно выполняет под действием рассмотренных сил и моментов при управляемой перекладке руля. Этот же маневр неизбежно совершается в случае отказа рулевой машины, если руль остался на борту. Элементами маневра являются: выдвиг  $l$  судна, обратное  $l_1$  и прямое  $l_2$  смещения, диаметр  $D_\tau$  тактической и  $D_y$  установившейся циркуляции.

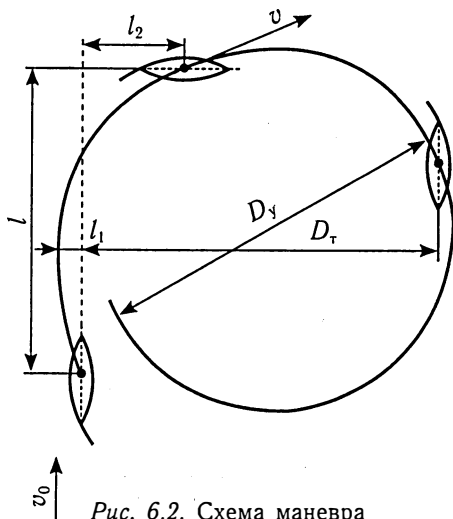


Рис. 6.2. Схема маневра циркуляции судна

При выполнении судном этого маневра различают три периода: маневренный (соответствует по времени длительности перекладки руля), эволюционный и установившаяся циркуляция. В первых двух периодах происходит существенное изменение всех параметров движения и, в частности, уменьшение скорости  $v$  судна до значений  $(0,6-0,8)v_0$ . Установившаяся циркуляция характеризуется постоянством всех параметров — скорости  $v$ , диаметра  $D_y$  и др., зависящих от угла  $\alpha$  перекладки руля и загрузки судна.

Наиболее распространены судовые рули следующих типов.

Балансирный руль (рис. 6.3, а) требует меньшего крутящего момента для своего вращения благодаря наличию балансирной части  $b_1$ . Его недостатками являются сложность крепления и значительная нагруженность нижнего подшипника, что снижает надежность рулевого устройства.

Небалансирный руль (рис. 6.3, б) в отличие от балансирного обладает надежным креплением к прочному рудерпосту, поэтому такие рули широко используют для судов ледового плавания. Руль вместе с рудерпостом составляет единый гидромеханический комплекс, общая ширина которого равна  $b + b_{\text{рп}}$  (где  $b_{\text{рп}}$  — ширина рудерпоста, м).

Полубалансирный руль (рис. 6.3, в) реализует достоинство балансирного и имеет более прочное крепление к кронштейну.

Все названные типы рулей имеют обтекаемый специальный профиль. Существует несколько таких профилей. Например, профиль НЕЖ, названный по имени создателя Н. Е. Жуковского, профиль ЦАГИ, а также NASA (Национальное управление по аэронавтике и космическому пространству США) и др.

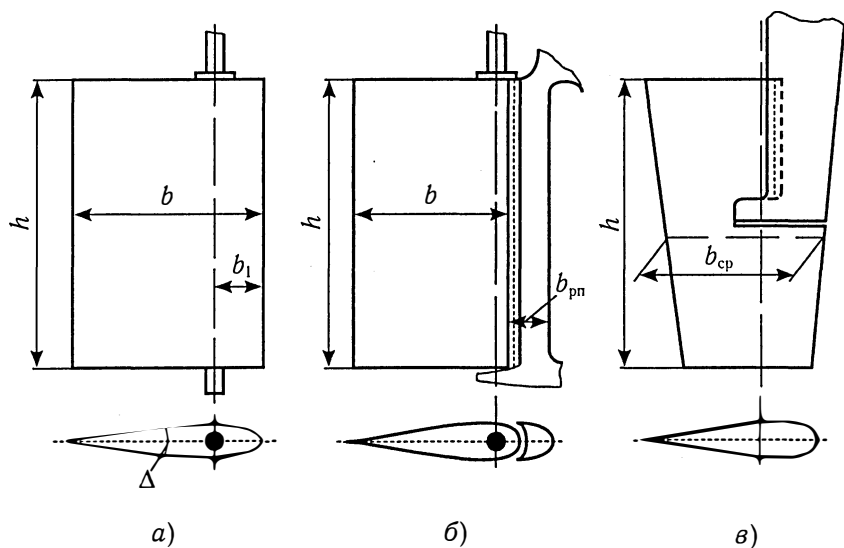


Рис. 6.3. Судовые рули

Для сравнения формы рулей используют следующие безразмерные характеристики:

— относительное удлинение руля  $\lambda = h/b \approx h/b_{cp} \approx h^2/F$  (где  $h$  — высота, м;  $b$  — ширина, м;  $b_{cp}$  — средняя ширина руля, м;  $F = hb$  — площадь, м<sup>2</sup>);

— относительная толщина руля (профиля)  $\bar{t} = \Delta/b$ ;

— коэффициент компенсации  $k_p = F_1/F$  (где  $F_1$  — площадь балансирующей части руля, м<sup>2</sup>).

По среднестатистическим данным  $\lambda = 2—2,5$ ;  $k_p = 0,25—0,35$ ;  $F = (0,013—0,019)LT$  (где  $T$  — осадка судна, м,  $L$  — длина судна, м).

Рассмотрим силы, возникающие на руле при обтекании его встречным потоком воды. На рис. 6.4 показана равнодействующая гидродинамических сил  $R$  и ее составляющие  $X$ ,  $Y$ . Для определения нормальной силы  $N$  проведем вспомогательную нормаль  $nn//N$  и получим

$$N = Y \cos \alpha + X \sin \alpha,$$

где  $Y$  — подъемная сила, кН;  $X$  — лобовое сопротивление, кН.

Эти силы выражаются с помощью безразмерных коэффициентов  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_n$ :

$$X = \frac{C_x \rho v^2 F}{2}; \quad Y = \frac{C_y \rho v^2 F}{2}; \quad N = \frac{C_n \rho v^2 F}{2},$$

где  $\rho$  — массовая плотность морской воды ( $\rho = 1030$  кг/м<sup>3</sup>);  
 $v$  — скорость набегающего на руль потока, м/с.

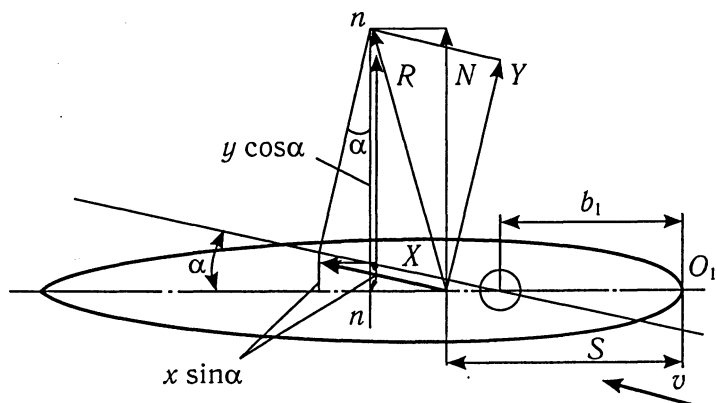


Рис. 6.4. Силы, действующие на руль

Подставляя значения  $X$ ,  $Y$ ,  $N$  в формулу для  $N$ , получим зависимость между безразмерными коэффициентами:

$$C_n = C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha.$$

Эти коэффициенты получают путем продувки моделей изолированных рулей с учетом геометрического подобия, которое заключается в равенстве относительного удлинения  $\lambda$  и относительной толщины  $\bar{t}$  модели и руля. При испытаниях модели гидродинамический момент определяют относительно оси, проходящей через переднюю кромку руля (точка  $O_1$ ). Этот момент выражается с помощью безразмерного коэффициента  $C_m$

$$M = \frac{C_m \rho v^2 F b}{2} = N s.$$

Следовательно,

$$C_m = \frac{M}{\rho v^2 F b / 2} = \frac{N s}{\rho v^2 F b / 2} = \frac{C_n s}{b}.$$

Тогда

$$s = \frac{C_m b}{C_n} = C_n b; \quad C_n = \frac{C_m}{C_n} = s / b.$$

Гидродинамический момент относительно оси вращения руля

$$M_\alpha = N(s - b_1) = \frac{C_n \rho v^2 F (C_n b - b_1)}{2}.$$

В табл. 6.1 приведены коэффициенты  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_n$ , полученные при испытаниях модели изолированного руля (см. рис. 6.3, а) профиля НЕЖ без учета влияния корпуса судна и винта; наибольшая относительная толщина  $\bar{t}_{\max} = 20\%$ .

Влияние корпуса судна оценивается коэффициентом

$$k_\kappa = (1 - \psi)^2,$$

где  $\psi$  — коэффициент попутного потока, создаваемого корпусом судна (для сухогрузных судов с одним винтом  $\psi = 0,22—0,26$ ).

Коэффициенты модельных испытаний

$\lambda$	Коэффициент	Значение коэффициентов при $\alpha$ , град							
		0	5	10	15	20	25	30	35
1,0	$C_x$	0,03	0,04	0,06	0,10	0,175	0,317	0,405	—
	$C_y$	—	0,16	0,34	0,53	0,715	0,86	1,005	—
	$C_d$	—	0,225	0,245	0,27	0,29	0,315	0,34	—
1,5	$C_x$	0,045	0,045	0,06	0,095	0,185	0,29	0,395	—
	$C_y$	—	0,24	0,47	0,685	0,875	1,10	0,90	—
	$C_d$	—	0,225	0,242	0,26	0,29	0,315	0,34	—
2,0	$C_x$	0,03	0,04	0,06	0,09	0,17	0,27	0,385	—
	$C_y$	—	0,25	0,53	0,835	1,06	1,10	1,00	—
	$C_d$	—	0,23	0,245	0,265	0,285	0,365	0,33	—
2,5	$C_x$	0,04	0,04	0,055	0,09	0,165	0,255	0,37	0,45
	$C_y$	—	0,255	0,57	0,87	1,115	0,56	0,535	0,542
	$C_d$	—	0,23	0,235	0,245	0,245	0,27	0,40	0,395

Как видим, коэффициент  $k_k$  уменьшает нагрузку, на руль.

Работающий винт увеличивает нагрузку на руль. Его влияние учитывается коэффициентом

$$k_b = 1 + \frac{\sigma_p F_b}{F},$$

где  $\sigma_p = 0,8—1,5$  — коэффициент нагрузки винта по упору;  $F_b = bD$  — часть площади руля, омываемая потоком от винта, м<sup>2</sup> (здесь  $D$  — диаметр винта, м).

Подставляя значения  $k_k$  и  $k_b$ , получим конечную формулу для гидродинамического момента:

$$M_\alpha = \frac{C_n k_k k_b \rho v_0^2 F (C_d b - b_1)}{2}.$$

Здесь  $v_0$  — начальная скорость судна до маневрирования, м/с.

Метод расчета гидродинамического момента  $M_\alpha$  для рулей, изображенных на рис. 6.3, б, в, изложен в работе [46].

Момент на баллере с учетом сил трения в подшипниках рулевого устройства  $M_6 = (1,2—1,3)M_\alpha$ . Его значение является исходным для определения выходных характеристик рулевой машины при следующих условиях: угол  $\alpha = 35^\circ$ ,  $v_0$  — максимальная скорость переднего хода судна при полностью погруженном руле.

Расчетный (номинальный) момент рулевого привода принимают с учетом его механического КПД, т. е.  $M_n = M_6 / \eta_m$ . По значению этого момента для данного судна выбирают рулевую машину с учетом ее конструктивных особенностей, габаритных и массовых характеристик.

Заметим, что прочность всех деталей рулевого устройства и машины должна обеспечиваться согласно Правилам Регистра при возникновении на баллере максимального момента  $M_{\max} = 1,5$  Мн от внешней нагрузки (удара волны; навала на руль льдин и т. д.). Моменту  $M_{\max}$  должна соответствовать настройка предохранительных клапанов гидросистемы на давление  $P_{\max} = (1,25—1,5)\rho_n$ , где  $\rho_n$  — номинальное давление, кПа.

Известно, что при полном заднем ходе судна возможны значительные нагрузки на рулевую машину. Однако этот ход никогда не достигается даже в условиях аварийного маневрирования.



В Правилах Регистра предусмотрена необходимая прочность деталей рулевого устройства при таком ходе, но не требуется его практическая проверка.

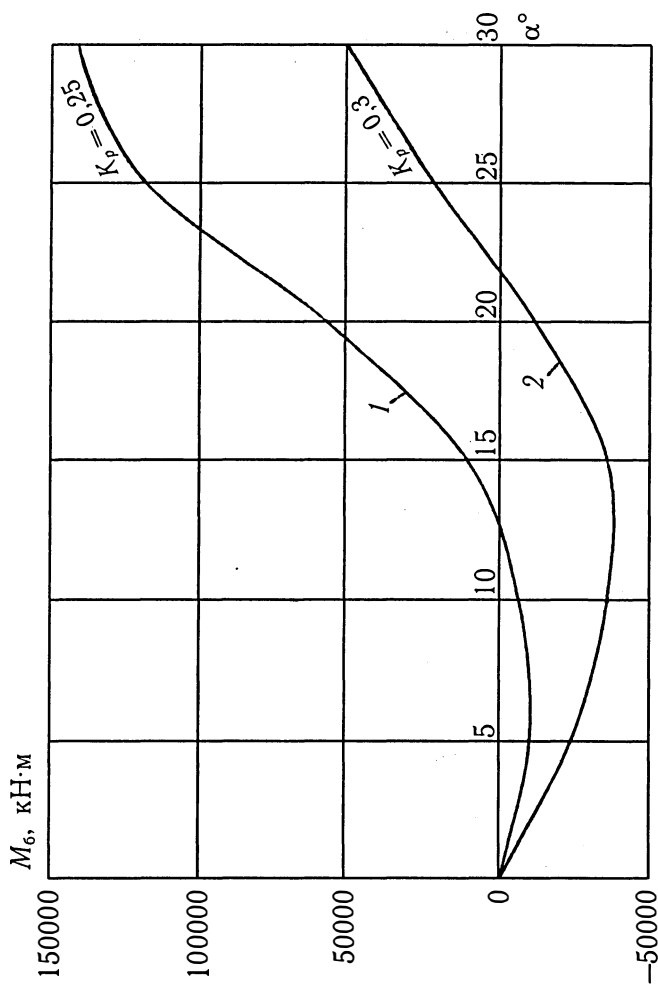
В соответствии с изложенной методикой рассчитаны типовые графики момента на баллере  $M_6$  в зависимости от угла  $\alpha$  переключки руля. Они показаны на рис. 6.5. Исходные данные были следующие: длина судна  $L = 80,4$  м; осадка  $T = 5,2$  м; скорость  $v = 12,5$  м/с; диаметр винта  $D = 2,8$  м; относительное удлинение руля  $\lambda = 1,5$ ; коэффициент компенсации  $K_p = 0,25$  и  $0,3$ .

Характеризуя графики, заметим, что момент  $M_6$  имеет отрицательные значения в начале процесса переключки руля.

Эти значения тем больше, чем больше коэффициент  $K_p$ , характеризующий относительную величину балансирующей части руля. Отрицательные значения момента позволяют уменьшить максимальный момент на баллере, т. е. выбирать рулевую машину меньшей мощности.

Очевидно, что кривая 1 ( $K_p = 0,25$ ) является оптимальной, а кривая 2 ( $K_p = 0,3$ ) — не приемлема. Такая сравнительная оценка рулей обязательна при проектировании. Однако в процессе длительной эксплуатации судна возможны ситуации, когда требуется изменить размеры (геометрию) руля или установить новую рулевую машину. В таких случаях необходим проверочный расчет кривой момента на баллере.

Бывают другие эксплуатационные ситуации, когда рулевая машина оказывается неспособной переложить руль на заданный угол (например,  $30^\circ$ ) при полном переднем ходе судна. В этом случае причины кроются в самой машине (износ насосов, негерметичность гидрозамков и других устройств, деформации лопастного привода, нарушение уплотнений и т. д.). При этом необходимо знать величину запаса рулевой машины по крутящему моменту относительно максимального значения  $M_6$ . Это позволит принять верное решение: отремонтировать рулевую машину или, например, увеличить подачу насосов путем обычной регулировки (если имеется запас насосов по подаче).

Рис. 6.5. Типовые графики момента  $M_b = f(\alpha)$

## 6.2. Процессы перекладки руля

Управляющие сигналы, поступающие на ГРМ, обрабатываются с некоторой инерционностью. При этом возникают переходные процессы, изучение которых позволяет хорошо понять физическую сущность работы гидравлической следящей системы.

Метод расчета переходных процессов базируется на математической модели ГРМ. Составим такую модель.

На рис. 6.6 показана расчетная схема ГРМ. Принцип ее действия заключается в следующем. Управляющий сигнал  $\Delta h$  задается штоком 8. При этом дифференциальный рычаг 5 перемещает соединительную штангу 7 насосов 6 регулируемой подачи. Создается эксцентриситет  $\Delta e$ , и рабочая жидкость поступает в цилиндры 1. Баллер 4 поворачивается против часовой стрелки, а механическая обратная связь 2 возвращает посредством дифференциального рычага 5 штангу 7 в среднее положение. Эксцентриситет  $\Delta e$  насосов становится равным нулю, подача рабочей жидкости прекращается, и баллер 4 останавливается. Компенсатор 3 защищает насосы 6 от поломки в случае создания их эксцентриситета более номинального значения. Это возможно при больших управляющих сигналах или поворотах баллера внешними силами (навал льдин или других предметов на руль).

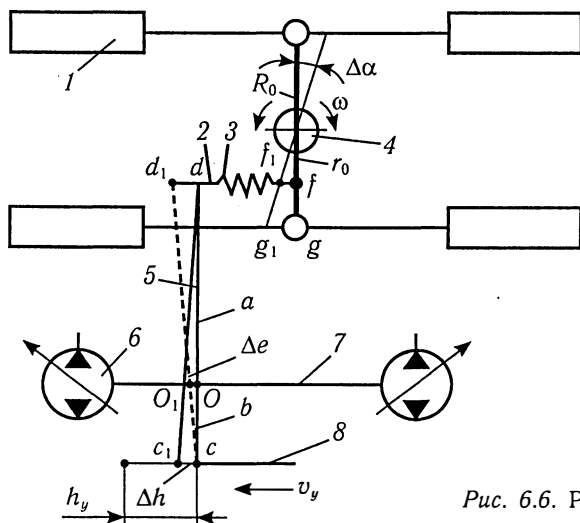


Рис. 6.6. Расчетная схема ГРМ

Зависимость подачи  $Q$  насоса от параметра регулирования  $e$  (рис. 6.7) представляет собой нелинейную характеристику насоса, состоящую из линейного участка при значении параметра  $e \leq e_n$  и зоны насыщения  $Q_n = \text{const}$  при  $e > e_n$ , где  $e_n$ ,  $Q_n$  — номинальные значения эксцентриситета радиально-поршневого насоса (угла наклона люльки аксиально-поршневого) и его подачи.

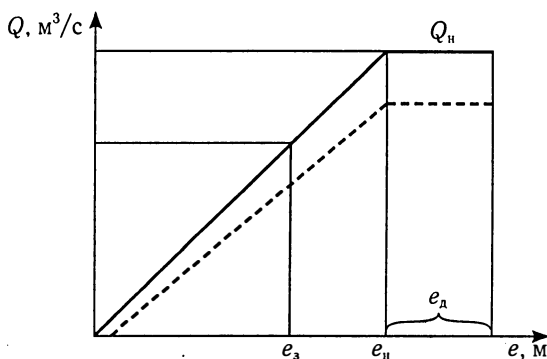


Рис. 6.7. Нелинейная характеристика подачи насоса

Уравнение расходов (в приближенном виде) для линейного участка характеристики насосов

$$Q = nk_Q e = zF_{\text{пл}}R_0\alpha', \quad (6.1)$$

где  $n$  — число действующих насосов;  $k_Q = Q_n/e_n$  — тангенс угла наклона характеристики насоса на ее линейном участке,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $e$  — эксцентриситет (угол наклона люльки, град) насоса, м;  $z$  — число напорных полостей (цилиндров  $l$ , см. рис. 6.6) рулевого привода;  $F_{\text{пл}}$  — площадь плунжера,  $\text{м}^2$ ;  $R_0$  — начальный радиус румпеля, м;  $\alpha' = \omega$  — скорость перекладки руля,  $\text{рад}/\text{с}$ .

Приближенное уравнение не учитывает объемные потери в гидравлической системе и сжимаемость рабочей жидкости. Эти допущения не оказывают существенного влияния на точность расчетов переходных процессов в поставленной задаче. Однако при оценке динамических свойств ГРМ (устойчивости, автоколебаний) такие допущения неприемлемы.

Уравнение следящего механизма управления насосами (для линейного участка их характеристики) имеет вид

$$e = k_{eh} h_y - k_{oc} \alpha, \quad (6.2)$$

где  $k_{eh}$  — коэффициент усиления следящего механизма;  $h_y$  — управляющий сигнал системы управления, м;  $k_{oc}$  — коэффициент обратной связи, м/рад;  $\alpha$  — угол перекладки руля, рад.

Совместное решение приведенных уравнений дает следующее дифференциальное уравнение:

$$\alpha' + A\alpha = B; \quad (6.3)$$

$$A = \frac{nk_Q k_{oc}}{zF_{nl} R_0}; \quad (6.4)$$

$$B = \frac{nk_Q k_{eh} h_y}{zF_{nl} R_0}. \quad (6.5)$$

Коэффициенты  $A$  и  $B$  учитывают конструктивные особенности ГРМ. В то же время они являются режимными параметрами, так как зависят от режимов работы, например с одним или двумя насосами ( $n = 1$  или  $n = 2$ ), с одной или двумя напорными полостями привода ( $z = 1$  или  $z = 2$ ).

Важными конструктивными параметрами являются также коэффициенты  $k_{eh}$  и  $k_{oc}$  следящего механизма управления насосами. Учитывая большое разнообразие этих механизмов, приведем способ определения коэффициентов (см. рис. 6.1). Зададим малый управляющий сигнал  $\Delta h$  штоком 8, например вращением штурвала (рукоятки) местного управления при неподвижном баллере 4. При этом дифференциальный рычаг  $cd$  займет новое положение  $c_1 d_1$  и будет задано элементарное значение эксцентриситета  $\Delta e$  насосов. Из образовавшихся подобных треугольников  $cc_1 d_1$  и  $OO_1 d_1$  получим выражение

$$k_{eh} = \frac{\Delta e}{\Delta h} = \frac{a}{a+b}, \quad (6.6)$$

где  $a$ ,  $b$  — длины плеч дифференциального рычага, м.

Для определения значения  $k_{oc}$  зададим поворот баллера на угол  $\Delta\alpha$  при неподвижном состоянии управляющего штока 8. При этом механизм управления насосами  $fdc$  займет новое положение  $f_1 d_1 c_1$  и также будет задан эксцентриситет  $\Delta e$  насосов. Из образовавшегося треугольника  $O_2 f f_1$  получим  $f f_1 = r_0 \Delta\alpha = dd_1$ , а из подобных треугольников  $dd_1 c_1$  и  $OO_1 c_1$  имеем  $\Delta e = dd_1 b / (a + b)$ .

Отсюда получим выражение

$$k_{oc} = \frac{\Delta e}{\Delta \alpha} = \frac{r_0 b}{a + b}. \quad (6.7)$$

В процессе работы ГРМ управляющие сигналы  $h_y > \Delta h$ . При этом коэффициенты  $k_{eh}$  и  $k_{oc}$  имеют погрешность, которой можно пренебречь.

Управляющий сигнал  $h_y$  в общем случае является произвольной функцией времени, однако приближенно можно принять скорость  $v_y$  движения управляющего штока  $\delta$  постоянной. Тогда длительность управляющего сигнала

$$t_y = \frac{h_y}{v_y}. \quad (6.8)$$

Уравнение (6.3) описывает полный цикл работы ГРМ при заданном управляющем сигнале  $h_y$ . Для получения более простого решения рассмотрим это уравнение отдельно по характерным периодам работы следящей системы. Таких периодов три.

Первый из них соответствует заданию (увеличению) эксцентриситета (угла наклона люльки) насоса до некоторого значения  $e_3$  (см. рис. 6.7). Максимальным значением является номинальный эксцентриситет  $e_n$ . Он ограничивает линейную часть характеристики подачи насоса.

Второй период может быть в случае, когда параметр задания  $e_3 > e_n$ . Этому соответствует участок насыщения характеристики насоса  $Q_n = \text{const}$ .

В третьем периоде осуществляется отработка (уменьшение) заданного эксцентриситета  $e_3$  (или  $e_n$ ) на линейном участке характеристики насоса. Получим решение уравнения (6.3) для каждого из названных периодов.

Для периода задания эксцентриситета насосов коэффициент  $A$  определяется выражением (6.4) и является постоянным. Коэффициент  $B$  находим из выражения (6.5) подстановкой  $h_y = v_y t$ . Он является, как видим, функцией времени и пропорционален коэффициенту задания  $k_3$ :

$$B = k_3 t, \quad (6.9)$$

где

$$k_3 = \frac{nk_Q k_{eh} v_y}{z F_{nl} R_0}. \quad (6.10)$$

Общее решение уравнения (6.3) при  $B = 0$  имеет вид

$$\alpha = Ce^{-At}. \quad (6.11)$$

Заменив в этом решении постоянную  $C$  неизвестной функцией  $u$ , возьмем производную  $\alpha' = u'e^{-At} - uAe^{-At}$ . Подстановкой значений  $\alpha$  и  $\alpha'$  в уравнение (6.3) найдем вначале производную неизвестной функции  $u' = Be^{At}$ , а затем получим уравнение для ее определения

$$u = \int Be^{At} dt + C_1. \quad (6.12)$$

Подставив это уравнение в выражение (6.11) вместо коэффициента  $C$  с учетом выражения  $B = k_3 t$ , выполним интегрирование по частям. В результате получим общее решение исходного уравнения (6.3):

$$\alpha = c^{-At} [k_3 A^{-1} (t - A^{-1}) e^{At} + C_1].$$

Из начальных условий  $t = 0$ ,  $\alpha = 0$ , получим значение постоянной  $C_1 = k_3/A_2$ . Подставим его и для удобства обозначим  $\alpha = \alpha_{01}$ ,  $t = t_3$ . В итоге получим выражение для угла перекладки руля в зависимости от текущего времени  $t_3$  процесса задания:

$$\alpha_{01} = k_3 A^{-1} e^{-At_3} [(t_3 - A^{-1}) e^{At_3} + A^{-1}]; \quad \alpha_{01}^0 = 57,3\alpha_{01}. \quad (6.13)$$

Продифференцировав это выражение, получим скорость перекладки руля, рад/с (град/с)

$$\omega_{01} = k_3 A^{-1} (1 - e^{-At_3}); \quad \omega_{01}^0 = 57,3\omega_{01}, \quad (6.14)$$

где  $\alpha_{01}^0$  — угол поворота, град;  $\omega_{01}^0$  — скорость поворота, град/с.

В соответствии с выражениями (6.13) и (6.14) рассчитаны и построены на рис. 6.8 и 6.9 графики переходных процессов  $\alpha_{01}^0(t_3)$  (линия  $ab$ ) и  $\omega_{01}^0(t_3)$  (линия  $a_1 b_1$ ). В предельном случае при  $t_3 = t_1$  в точке  $c_1$  достигается наибольшая скорость перекладки руля  $\omega_1$ . Однако время  $t_1$  заранее неизвестно. Оно зависит от управляющего сигнала  $h_y$ .

Для определения времени  $t_1$  найдем условие достижения номинального эксцентриситета  $e_n$  следующим образом. По выражению (6.14) получим наибольшую предполагаемую скорость  $\omega_{01}$  перекладки

руля подстановкой вместо  $t_3$  значения  $t_y$  из выражения (6.8). В то же время максимальную скорость  $\omega_1$ , определяемую величиной  $e_n$ , найдем из выражения

$$\omega_1 = \frac{nk_Q e_n}{zF_{\text{пл}} R_0}; \quad \omega_1^0 = 57,3\omega_1. \quad (6.15)$$

Сравнивая величины  $\omega_{01}$  и  $\omega_1$ , видим, что при условии  $\omega_{01} \leq \omega_1$  заданный эксцентриситет  $e_3 \leq e_n$ . В этом случае второй период будет отсутствовать и, следовательно, наступит третий — обработка заданного эксцентриситета  $e_3$ . Для определения его значения получим следующее выражение из (6.1) подстановкой  $e = e_3$ ;  $\alpha' = \omega_{01}$ :

$$e_3 = \frac{zF_{\text{пл}} R_0 \omega_{01}}{nk_Q}. \quad (6.16)$$

При условии  $\omega_{01} > \omega_1$  будет  $e_3 > e_n$ . В этом случае наступит второй и далее третий периоды. Для нахождения времени  $t_1$  (граница первого и второго периодов) получим формулу из выражения (6.14) подстановкой  $t_3 = t_1$ ,  $\omega_{01} = \omega_1$ :

$$t_1 = \frac{2,3}{A} \lg \frac{1}{1 - A\omega_1/k_3}. \quad (6.17)$$

Соответствующий угол перекладки руля

$$\alpha_1 = k_3 A^{-1} e^{-A t_1} [(t_1 - A^{-1}) e^{A t_1} + A^{-1}]; \quad \alpha_1^0 = 57,3\alpha_1. \quad (6.18)$$

Получим расчетные выражения для второго периода, которому соответствует зона насыщения характеристики насосов  $e_3 > e_n$ ;  $Q_n = \text{const}$  (см. рис. 6.7).

В предыдущем периоде был реализован не весь управляющий сигнал  $h_y$ , а только его часть, определяемая из выражения

$$h_1 = v_y t_1. \quad (6.19)$$

Завершающий сигнал управления

$$h_2 = h_y - h_1 \quad (6.20)$$

реализуется при дальнейшем движении следящего механизма, но теперь в зоне насыщения характеристики насосов. Время задания этого сигнала соответствует



$$\Delta t_1 = \frac{h_1}{v_y}. \quad (6.21)$$

При этом задается дополнительный параметр управления (эксцентриситет)  $e_d$ . Для его определения получим формулу из выражения (6.2) подстановкой  $e = e_d$ ,  $h_y = h_2$ ,  $\alpha = \omega_1 \Delta t_1$ . При этом имеем

$$e_d = k_{eh} h_2 - k_{oc} \omega_1 \Delta t_1. \quad (6.22)$$

После задания величина  $e_d$  обрабатывается с помощью обратной связи 2 (см. рис. 6.6) при неподвижном управляющем штоке  $\delta$  за время  $\Delta t_2$ . Следовательно,

$$e_d = k_{oc} \omega_1 \Delta t_2.$$

Подставим это выражение в формулу (6.22) и определим общее время работы ГРМ в зоне насыщения характеристики насоса при  $Q_n = \text{const}$ :

$$t_{1,2} = \Delta t_1 + \Delta t_2 = \frac{k_{eh} h_2}{k_{oc} \omega_1}. \quad (6.23)$$

За этот промежуток времени руль, поворачиваясь с постоянной скоростью  $\omega_1$ , переложится на угол, рад,

$$\alpha_{1,2} = \omega_1 t_{1,2}; \quad \alpha_{1,2}^0 = 57,3 \alpha_{1,2}. \quad (6.24)$$

Для данного периода на рис. 6.8 и 6.9 построены графики угла перекладки руля (линия  $cd$ ) и скорости перекладки (линия  $c_1 d_1$ ).

Получим математические выражения для расчета угла и скорости перекладки руля в третьем периоде (отработка заданного эксцентриситета  $e_3$  насосов). Величина  $e_3 \leq e_n$ , если  $\omega_{01} \leq \omega_1$ . В этом случае она определяется по выражению (6.16). Если  $\omega_{01} > \omega_1$ , то существует второй период, после которого в третьем периоде должен обрабатываться номинальный эксцентриситет, т.е.  $e_3 = e_n$ .

Для периода отработки используем дифференциальное уравнение (6.3). Коэффициент  $A$ , определяемый из выражения (6.4), является постоянным. Для коэффициента  $B$  получим зависимость из выражения (6.5) заменой управляющего сигнала  $h_y$  заданным сигналом  $h_3$ . Он зависит от заданного эксцентриситета  $e_3$  и определяется из выражения  $h_3 = e_3 / k_{eh}$ . После подстановки получим

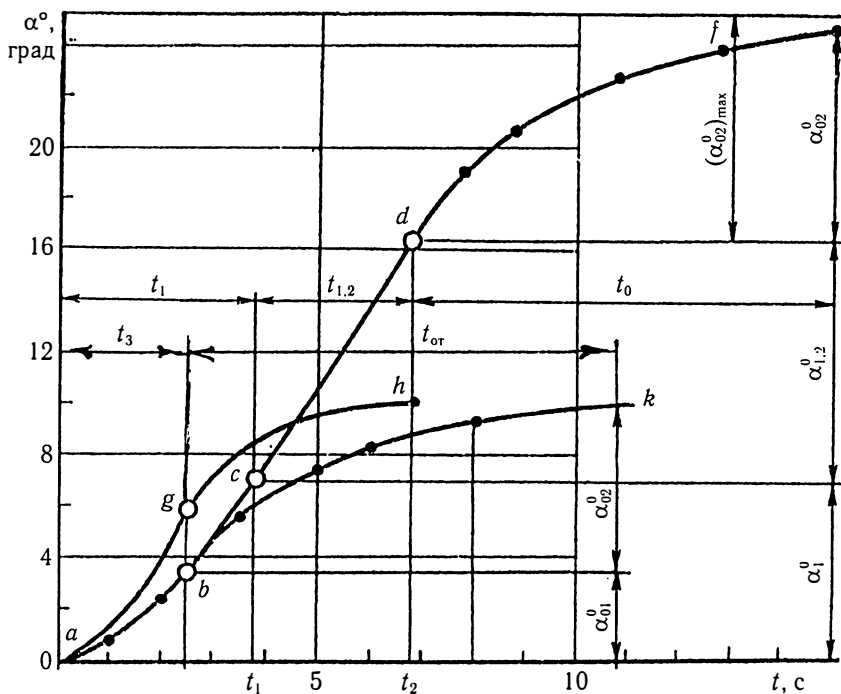


Рис. 6.8. Угол перекадки руля  $\alpha$  в зависимости от времени  $t$

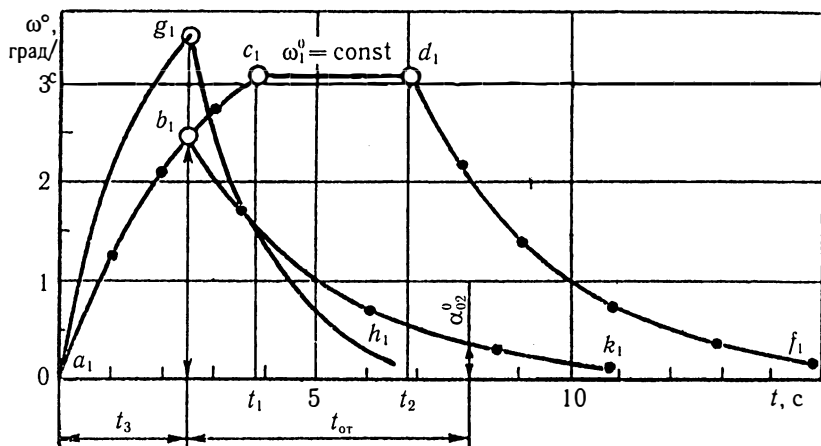


Рис. 6.9. Скорость перекадки руля  $\omega$  в зависимости от времени  $t$

$$B = \frac{nk_Q e_3}{zF_{пл} R_0} = \text{const.} \quad (6.25)$$

В этом случае общее решение уравнения (6.3) будет  $\alpha = B/A + Ce^{-At}$ .

Для упрощения решения примем начальные условия в точке  $b$ , где  $t = t_{от} = 0$ ;  $\alpha = \alpha_{02} = 0$ . Следовательно,  $C = -B/A$ . После подстановки получим

$$\alpha_{02} = (B/A)(1 - e^{-At_{от}}).$$

Из выражений (6.25) и (6.4) имеем  $B/A = e_3/k_{oc}$ . Окончательно получим угол перекладки руля в зависимости от времени отработки:

$$\alpha_{02} = \frac{e_3}{k_{oc}}(1 - e^{-At_{от}}), \quad \alpha_{02}^0 = 57,3\alpha_{02}. \quad (6.26)$$

В случае  $e_3 = e_n$  это значение подставляем в формулу (6.26). Продифференцировав данное выражение, получим скорость перекладки руля в периоде отработки:

$$\omega_{02} = \frac{Ae_3}{k_{oc}} e^{-At_{от}}; \quad \omega_{02}^0 = 57,3\omega_{02}. \quad (6.27)$$

В случае  $e_3 = e_n$  это значение подставляем в формулу. Как видим, максимальный угол перекладки руля возможен при  $t_{от} \rightarrow \infty$ , рад:

$$\alpha_{02 \max} = \frac{e_3}{k_{oc}}. \quad (6.28)$$

В случае  $e_3 = e_n$  это значение также подставляем в формулу.

Из-за утечек в насосах можно принять конечный угол перекладки при коэффициенте  $\xi = 0,95$ :

$$\alpha_{02} = \xi\alpha_{02 \max}, \quad \alpha_{02}^0 = 57,3\alpha_{02}. \quad (6.29)$$

В этом случае время процесса отработки

$$t_{от} = \frac{2,3}{A} \lg \frac{1}{1 - k_{oc}\alpha_{02}/e_3}. \quad (6.30)$$

По выражениям (6.26) и (6.27) рассчитаны и построены графики переходных процессов угла перекладки руля  $\alpha_{02}^0(t_{от})$  (линия  $b_k$ ) и скорости перекладки  $\omega_{02}^0(t_{от})$  (линия  $b_1 k_1$ ). По этим же выражениям

рассчитаны и построены аналогичные графики угла и скорости перекладки руля при условии  $e_3 = e_n$  (линии  $df$  и  $d_1f_1$ ).

Определим полный угол  $\alpha_n$  и время  $t_n$  перекладки руля, соответствующие управляющему сигналу  $h_y$ . При этом необходимо различать два характерных случая, зависящих от значения этого сигнала.

В первом случае при  $e_3 \leq e_n$  существуют процесс задания  $ab$  и отработки  $bk$  (второй период отсутствует). Следовательно,

$$\alpha_n = \alpha_{01} + \alpha_{02}; \quad \alpha_n^0 = 57,3\alpha_n; \quad (6.31)$$

$$t_n = t_3 + t_{от}. \quad (6.32)$$

Назовем такие углы перекладки «малыми». Их обычно используют при автоматическом управлении судами на прямых курсах.

Во втором случае при  $e_3 > e_n$  существуют процесс задания  $ac$ , процесс  $cd$  постоянной скорости перекладки руля (зона насыщения характеристики насоса) и процесс отработки  $df$ . Тогда имеем

$$\alpha_n = \alpha_1 + \alpha_{1,2} + \alpha_{02}; \quad \alpha_n^0 = 57,3\alpha_n; \quad (6.33)$$

$$t_n = t_1 + t_{1,2} + t_{от}. \quad (6.34)$$

Назовем такие углы перекладки «большими». Их используют при маневрировании судов при ручном или автоматическом режиме управления.

Изложенный метод расчета переходных процессов универсален. Он позволяет выполнять работы исследовательского характера. При этом могут варьироваться различные типоразмеры ГРМ, их параметры, режимы работы, в том числе аварийные, и управляющие сигналы.

В результате таких исследований могут быть обнаружены существенные конструктивные или эксплуатационные недостатки одних и достоинства других ГРМ. К примеру, на рис. 6.8 показаны переходные процессы угла (линия  $agh$ ) и скорости (линия  $a_1g_1h_1$ ) перекладки руля этой же ГРМ при совместной работе двух насосов ( $n = 2; z = 1$ ). Сравнение процесса  $agh$  с аналогичным процессом  $abk$  наглядно свидетельствует о целесообразности первого. Он обеспечивает большее быстродействие ГРМ, и, следовательно, повышение маневренности судна. Однако необходимо заметить,

что использование режима совместной работы насосов требует обеспечения его надежности.

Назовем другой пример, который может быть полезен судовым специалистам. В процессе эксплуатации бывают случаи ухудшения такого важного параметра ГРМ, как время  $t_{35}$  перекладки руля от  $35^\circ$  одного борта до  $30^\circ$  другого. Этот параметр нормируется Правилами Регистра, и его несоответствие требованиям Правил не допускается.

В таких случаях необходимо точно знать причины увеличения времени перекладки руля. Одной из них является ухудшение характеристики насосов (такая характеристика, например, показана на рис. 6.7 штриховой линией). Однако возможны и другие причины. Поэтому целесообразно оценить прежде всего характеристику насосов. С этой целью можно рассчитать номинальное время перекладки руля  $t_{ном}$ , которое должно соответствовать состоянию новых насосов. Это значение не всегда известно, особенно на судах иностранной постройки. Сравнение фактического значения  $t_{35}$ , полученного при испытаниях рулевой машины, с расчетным значением  $t_{ном}$  позволяет судить о техническом состоянии насосов, если при этом не были обнаружены другие существенные неисправности элементов гидравлической системы, способные вызывать аналогичное увеличение параметра  $t_{35}$ .

Наряду с приведенными могут возникать и другие ситуационные задачи, которые можно исследовать и решать с помощью изложенного метода. В любом случае расчеты целесообразно выполнять с помощью вычислительной техники. Для этого приводится алгоритм расчета переходных процессов.

Этап расчета и параметр	Номер формулы
Управляющий сигнал $h_y$ , м	—
Скорость управляющего сигнала $v_y$ , м/с	—
Режим работы ГРМ:	
$n$	—
$z$	—
Расчетные параметры:	
$k_{eh}$	(6.6)
$k_{oc}$ , м/рад	(6.7)

Этап расчета и параметр	Номер формулы
<u>Задание эксцентриситета</u>	
Длительность управляющего сигнала $t_y$ , с	(6.8)
Режимные параметры:	
$A$ , 1/с	(6.4)
$k_3$ , 1/с <sup>2</sup>	(6.10)
Наибольшая предполагаемая скорость	
перекладки руля $\omega_{01}$ , 1/с	(6.14)
Максимальная скорость	
перекладки руля $\omega_1$ , 1/с	(6.15)
Зона насыщения:	
не достигается ( $\omega_{01} < \omega_1$ )	—
достигается ( $\omega_{01} \geq \omega_1$ )	—
Заданный эксцентриситет $e_3$ , м	(6.16)
Угол перекладки руля, град:	
$\alpha_{01}^0$ при $\omega_{01} < \omega_1$	(6.13)
$\alpha_{01}$ при $\omega_{01} \geq \omega_1$	(6.18)
Время перекладки руля (при $\omega_{01} \geq \omega_1$ ) $t_1$ , с	(6.17)
Расчет и построение переходных	
процессов ( $t_3 = 1; 2; 3; 4$ ):	
$\alpha_{01}^0$ , град	(6.13)
$\omega_1^0$ , град/с	(6.14)
<u>Зона насыщения</u> ( $Q_H = \text{const}$ , $e_3 > e_H$ )	
Сигнал управления, м:	
реализованный $h_1$	(6.19)
завершающий $h_2$	(6.20)
Время задания завершающего сигнала $\Delta t_1$ , с	(6.21)
Дополнительный эксцентриситет $e_d$ , м	(6.22)
Время работы ГРМ $t_{1,2}$ , с	(6.23)
Угол перекладки $\alpha_{1,2}^0$ , град	(6.24)
Построение переходных процессов:	
$\alpha_{1,2}^0$ , град	(6.24)
$\omega_1^0$ , град/с	—
<u>Отработка эксцентриситета</u>	
Угол:	
максимальный $\alpha_{02\text{max}}$ , рад	(6.28)
конечный $\alpha_{02}^0$ , град	(6.29)
Время отработки $t_{от}$ , с	(6.30)

Этап расчета и параметр	Номер формулы
Построение переходных процессов ( $t_{от} = 1, 2, \dots, 9$ ):	
$\alpha_{02}^0$ , град	(6.26)
$\omega_{02}^0$ , град/с	(6.27)
Полные углы и время перекладки руля	—
Малые углы при $e_3 \leq e_n$ :	
$\alpha_n^0$ , град	(6.31)
$t_n$ , с	(6.32)
Большие углы при $e_3 > e_n$ :	
$\alpha_n^0$ , град	(6.33)
$t_n$ , с	(6.34)

*Примечание.* Приведенные на рис. 6.8 и 6.9 графики переходных процессов рассчитаны для ГРМ со следующими параметрами: диаметр плунжера  $D = 0,222$  м;  $R_0 = 0,63$  м;  $r_0 = 0,21$  м;  $a = 0,725$  м;  $b = 0,332$  м;  $e_n = 0,01$  м;  $Q_n = 1,3 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с. Режим работы ГРМ:  $n = 1$ ;  $z = 1$ . Управляющие сигналы:  $h_y = 0,0175$  и  $0,0424$  м;  $v_y = 0,007$  м/с.

В соответствии с данным алгоритмом разработана программа расчета процессов перекладки руля на ПЭВМ. Она позволяет получать готовые графики процессов при изменении различных параметров ГРМ. Таким образом можно анализировать влияние исходных параметров на переходные процессы и получать необходимые графики.

В качестве примера на рис. 6.10 и 6.11 показаны графики угла  $\alpha$  и скорости  $\omega$  перекладки руля в зависимости от времени. Они получены при следующих исходных параметрах:

- число действующих насосов  $n = 1, n = 2$ ;
- число напорных полостей (цилиндров) рул. привода  $z = 2$ ;
- диаметр плунжеров рулевого привода  $D_{пл} = 0,270000$  м;
- начальный радиус румпеля  $R_0 = 0,700000$  м;
- расстояние от обратной связи до оси баллера  $r_0 = 0,360000$  м;
- размеры плеч дифференциального рычага:  $a = 1,100000$  м,  $b = 0,460000$  м;
- номинальное значение эксцентриситета  $e_n = 0,019000$  м;
- номинальное значение подачи насоса  $Q_n = 0,006000$  м<sup>3</sup>/с;
- управляющий сигнал:  
 $h_y = 0,052000$  м,  $v_y = 0,013000, 0,039000$  м/с.

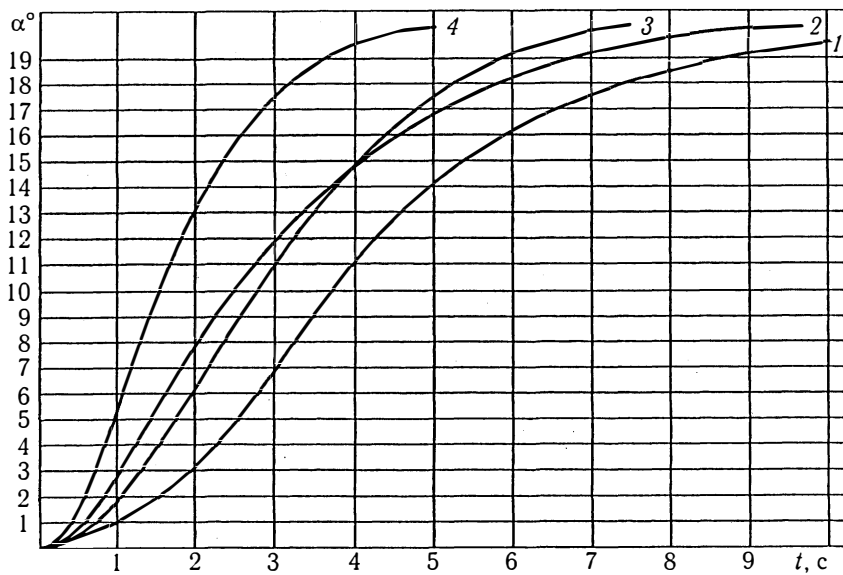


Рис. 6.10. Графики угла перекадки руля  $\alpha$  в зависимости от времени  $t$

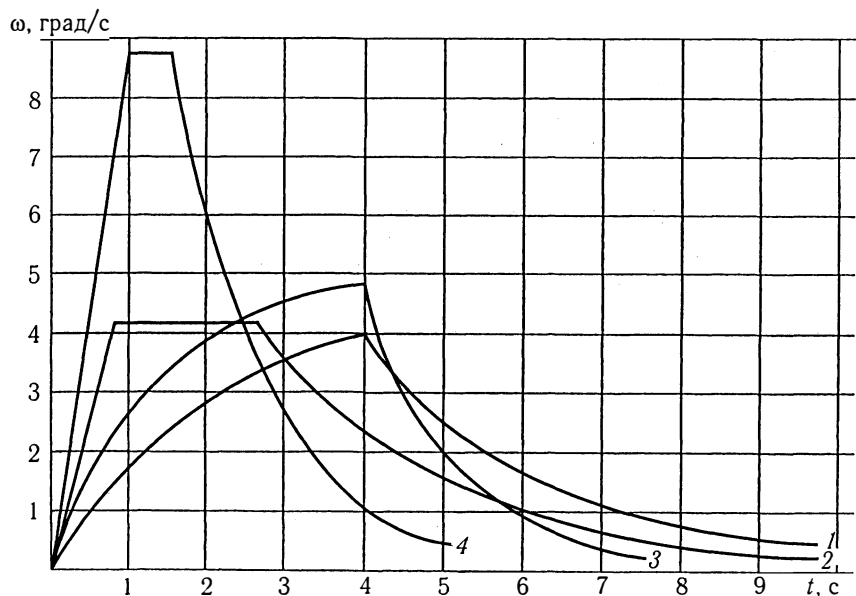


Рис. 6.11. Графики скорости перекадки руля  $\omega$  в зависимости от времени  $t$



Графики соответствуют следующим значениям параметров: 1 — работает один насос, а скорость задания управляющего сигнала  $v_y = 0,013$  м/с; 2 — работает один насос, но скорость задания  $v_y = 0,039$  м/с, т.е. увеличена в три раза; 3 — работают два насоса, а скорость  $v_y = 0,013$  м/с; 4 — работают два насоса и увеличена скорость  $v_y = 0,039$  м/с.

Сравнивая графики, видим, что время перекладки руля изменяется при разных значениях исходных параметров. Так, совместная работа насосов сокращает время перекладки руля на угол  $20^\circ$  от 11 с до 7 с (см. кривые 1 и 3). Аналогичный эффект достигается при сравнении кривых 2 и 4.

Такой режим работы ГРМ обеспечивает улучшение маневренных качеств судна, поэтому используется при плавании в сложных навигационных условиях (каналы, проливы и т.д.).

Скорость задания управляющего сигнала также влияет на время перекладки руля. Это видно при сравнении графиков 1 и 2 или 3 и 4. Этот факт может использоваться для корректировки (улучшения) графика переходного процесса в случае ухудшения характеристик насосов. Однако для этого необходима модернизация механизма управления подачей насосов.

Аналогично изложенному можно получать графики процессов при изменении любых других параметров ГРМ. Это позволяет выбирать при проектировании оптимальное сочетание параметров для получения заданного графика перекладки руля.

Однако до настоящего времени при проектировании ГРМ не проводился анализ процессов (графиков) перекладки руля из-за отсутствия методики расчета. В результате этого возникали парадоксы в процессе эксплуатации. Приведем один из них.

При плавании в сложных навигационных условиях судоводители используют режим совместной работы насосов для уменьшения времени перекладки руля в целях улучшения маневренности судна.

Ни одна фирма (изготовитель ГРМ) не запрещает этот режим и показывает в инструкции по эксплуатации, что время перекладки руля при совместной работе насосов сокращается в два раза по сравнению с одним насосом.

Однако на самом деле такое бывает не всегда. Чаще всего время перекладки сокращается в 1,5—1,8 раза, а нередко в 1,2 раза. В последнем случае теряется смысл использования режима совместной работы насосов.

Какова причина, куда уходит подача второго насоса? Многие эксплуатационники терялись в догадках, проверяли исправность действия всех элементов гидросистемы, многократно проводили испытания ГРМ, но «загадка» оставалась неразрешенной.

Правильный ответ дает методика расчета процессов перекадки руля, причем, только она, поскольку при расчетах можно изменять разные параметры и видеть сразу результаты этих изменений на получаемых графиках.

Так вот, правильный ответ заключается в следующем. Описанное явление происходит, как правило, в рулевых машинах, имеющих рычажные следящие механизмы управления насосами. Параметры этих механизмов при проектировании назначаются по существующим прототипам.

Неудачное сочетание параметров механизма приводит к уменьшению подачи обоих насосов при их совместной работе, поэтому уменьшение времени перекадки руля в этом режиме оказывается незначительным сравнительно с работой одного насоса.

Исправить такое положение можно модернизацией механизма после расчетов с использованием изложенной методики или дорогостоящим путем многократного подбора параметров «наощупь» с последующими испытаниями ГРМ.

### **6.3. Динамические характеристики гидравлических рулевых машин**

#### **6.3.1. Устойчивость и автоколебания ГРМ (ЭГРМ)**

Проблема устойчивости ГРМ (ЭГРМ) возникла в последние, примерно, 30 лет на отечественном (также зарубежном) флоте. Это объясняется прежде всего совершенствованием характеристик гидрооборудования и электрических систем управления, стремлением повысить их быстродействие. Столкнувшись с автоколебаниями ГРМ (ЭГРМ), специалисты (проектировщики и производственники) разных фирм оказались неспособными быстро решить проблему их устойчивости. Это связано с рядом причин: неизученностью специфики эксплуатации судовых ГРМ, отсутствием статистического материала и теоретических методов расчета, сложностью проведения экспериментальных исследований в натуральных условиях, значительным конструктивным разнообразием ГРМ, наличием

многих существенных нелинейных характеристик в реальных ГРМ и др.

Для выяснения причин и устранения автоколебаний предпринимались многочисленные попытки и проводились самые разнообразные эксперименты машинными командами судов, специалистами технических служб и судоремонтных заводов пароконств и объединений. Однако обоснованных решений о причинах автоколебаний ГРМ (ЭГРМ) и рекомендаций по их рациональному устранению не было принято, потому что все выполнявшиеся работы представляли собой разрозненные частные эксперименты, в то время как необходимы целенаправленные комплексные (теоретические совместно с экспериментальными) обстоятельные исследования этого явления применительно к данным рулевым машинам с учетом специфических условий их эксплуатации.

Автор книги и научные работники кафедры судовых вспомогательных установок ОНМА выполнили большой объем исследований для решения проблемы устойчивости ГРМ (ЭГРМ) [50, 51, 54—56, 58].

Автоколебания теоретически определяются как незатухающие колебания с постоянными амплитудой и частотой, которые могут происходить в замкнутых системах (ГРМ, ЭГРМ и др.) после снятия внешнего управляющего (поворот штурвала) или возмущающего (удар волны о перо руля) воздействия. Величины амплитуды и частоты таких колебаний определяются только параметрами элементов самой системы и не зависят от характера внешнего воздействия (частоты, амплитуды, величины скачка и пр.). Автоколебания отличаются от вынужденных колебаний тем, что последние существуют только при наличии внешнего воздействия, а их амплитуда и частота зависят от амплитуды и частоты этого воздействия.

Для определения характера, масштабов и последствий автоколебаний были проведены многочисленные обследования технического состояния и испытания различных типов и конструкций ГРМ (ЭГРМ) на судах Черноморского, Новороссийского и Грузинского морских пароконств, а также на судах производственных объединений «Антарктика», «Керчьрыбпром» и управления «Югрыбхолодфлот».

Обследования и испытания показали, что сущность автоколебаний, как и следовало ожидать, является общей для всех типов ГРМ (ЭГРМ), но различается характер их проявления.

Автоколебания автономных ГРМ (см. рис. 5.3) проявляются при одновременном действии двух насосов.

Наблюдаемая частота автоколебаний составляет 2—3 Гц, амплитуда — 0,3—1°. Однако несмотря на, казалось бы, малую амплитуду автоколебаний, они сопровождаются мощными гидравлическими ударами в силовом контуре, вибрацией фундамента и механическими ударами в соединениях механизма управления главными насосами и других деталей ГРМ и рулевого устройства из-за наличия люфтов и больших масс подвижных частей (руль, плунжеры, румпель). Кроме того корма судна вместе с мачтами при этом начинает раскачиваться.

Они могут возникать при стоянке судна, а также при различных скоростях движения на переднем и заднем ходах. Было немало случаев их появления, когда суда находились в сложных навигационных условиях, что создавало для них аварийные ситуации.

Последствиями автоколебаний ГРМ являются интенсивные износы и возможные повреждения главных насосов, а также износы уплотнений плунжеров и сальника баллера, шарнирных соединений плунжера с румпелем, параллелей, опорного подшипника баллера и других подшипников руля. Возможны также обрывы деталей рычажного механизма управления насосами и рулевого устройства. Характерным случаем был обрыв гаек и потеря 5 из 6 болтов (диаметр 100 мм) крепления руля, полная просадка баллера руля из-за износа опорного подшипника и обрыв вант на кормовой мачте теплохода типа «Сплит».

С такими опасными неисправностями рулевого устройства команда привела теплоход в порт приписки и он был немедленно поставлен для ремонта на завод.

Можно назвать несколько аварийных случаев и ситуаций, связанных с автоколебаниями ГРМ, но приведем еще один. Теплоход серии «Пула» заканчивал ремонт в доке. Перед его спуском на воду согласно инструкции полагалось проверить исправность действия ГРМ при всех режимах, в том числе при совместной работе насосов. Возникли автоколебания. Они сопровождались сильными ударами в соединениях рулевого устройства и колебаниями руля с амплитудой 1,5—2°. Однако, несмотря на малую амплитуду колебаний, большая масса руля начала интенсивно раскачивать корму и весь корпус судна, стоявшего на кильблоках. Капитан срочно потребовал письменного объяснения от старшего механика: «Почему в доке запустили главный двигатель?!» К этому времени напуганный электромеханик, проверявший действие рулевой машины, выключил ее и ситуация разрядилась.

Часто возникали также автоколебания ГРМ на серии судов типа «Дубровник». На трех названных сериях судов рулевая машина была аналогичной конструкции. Характер проявления автоколебаний был также аналогичным на всех судах.

Тем не менее положение исследователей осложнялось тем, что автоколебания возникали не на всех судах названных серий и не всегда на одном и том же судне. Например, после ремонта ГРМ длительное время автоколебаний не было, но позже они возникали вновь.

В процессе многочисленных испытаний была найдена «болевая точка» ГРМ, при использовании которой почти всегда возникали их автоколебания. Такой точкой явился штурвал местного управления (см. поз. 10 на рис. 5.3). Этим штурвалом задавалось управляющее воздействие (резкое колебательное движение в ту и другую стороны). В некоторых случаях требовалось значительное неоднократное колебание, а чаще всего незначительный однократный толчок.

Причина оказалась простой. Управляющий сигнал от штурвала на мостике всегда имеет плавный характер и он дополнительно сглаживается электромашинным усилителем и червячно-винтовым редуктором 9 (см. рис. 5.3). Такой сигнал был в одних случаях достаточным, а в других — нет для возбуждения автоколебаний.

Временное отсутствие автоколебаний ГРМ после их ремонта объясняется также просто. В процессе ремонта уменьшаются до минимума люфты в соединениях ГРМ и рулевого устройства, заменяются сальники плунжеров и баллера. Таким образом увеличиваются силы трения. Они демпфируют колебания, а с течением времени демпфирование уменьшается и автоколебания вновь возникают.

Отличительной особенностью автоколебаний автономных ГРМ является их немедленное прекращение при выключении одного из двух насосов. Это свойство использовалось эксплуатационниками, как вынужденный и единственно возможный выход из положения. Было также административное запрещение режима совместной работы насосов на нескольких сериях судов. Такое запрещение противоречило мировой практике судовождения, поскольку судоводителям известно из собственного опыта, что при одновременной работе двух насосов повышается маневренность судна, необходимая при движении в сложных навигационных условиях (проливы, каналы, шлюзы, акватории портов и т. д.). Более рациональным путем являлась разработка научно-обоснованных рекомендаций для предотвращения

автоколебаний ГРМ и обеспечения их надежной работы во всех режимах. Однако таких рекомендаций в мировой практике не существовало.

Естественно, не на всех судах возникают автоколебания автономных ГРМ. На судах многих серий различные конструкции ГРМ работают надежно во всех режимах в течение многих лет. К числу этих машин относятся лопастные ГРМ. Проведенные автором испытания этих ГРМ на нескольких судах («Югрыбхолодфлот», «Керчьрыбпром») показали их устойчивую работу во всех режимах и в том числе при совместном действии двух насосов.

Рассмотрим проявление автоколебаний ЭГРМ (см. рис. 5.1 и 5.2). Проведенные испытания и опыт эксплуатации показали, что они также подвержены автоколебаниям (например, P17, P18, P18M1, P21) и др. Однако эти автоколебания проявляются иначе, чем в рассмотренных выше автономных ГРМ. Во-первых, они происходят при работе одного насоса и тем более при совместном действии двух насосов. Во-вторых, они проявляются «мягче», т. е. отсутствуют сильные гидравлические и механические удары. Это существенно облегчает работу ЭГРМ, но при автоколебаниях неизбежны интенсивные износы их деталей и узлов (главные насосы, гидроусилители, исполнительные механизмы ИМ, уплотнения и др.). Кроме того, при колебаниях руля (даже незначительных) снижается точность удержания судна на курсе, а следовательно, эффективность работы судового пропульсивного комплекса.

На судах многих серий, оборудованных этими ЭГРМ, производственными объединениями и пароходствами также была запрещена совместная работа двух насосов.

В результате предварительных исследований проблемы устойчивости ГРМ (ЭГРМ) стало очевидным, что их автоколебания являются конструктивным недостатком. Они проектируются без учета динамических свойств, не существует понятия «запас устойчивости». Правила Регистра и других классификационных обществ пока не предусматривают проверку устойчивости ГРМ (ЭГРМ) при приемке головных образцов машин, т. к. не существовало экспериментальных методов оценки границы и запаса устойчивости. Названные вопросы решались при дальнейших исследованиях на кафедре судовых вспомогательных установок ОНМА. Материал данной главы базируется на результатах выполненных исследований.

### 6.3.2. Оценка устойчивости автономных ГРМ (линейная математическая модель)

Динамические характеристики оцениваются на базе математических моделей. Для написания линейной математической модели автономной ГРМ могут быть использованы существующие результаты исследований промышленного гидравлического привода.

Методика получения конечного дифференциального уравнения гидравлического привода и его передаточной функции заключается в написании и совместном решении системы дифференциальных уравнений. В их числе используются уравнения расходов для нагнетательного и всасывающего трубопроводов, уравнение сил или моментов в исполнительном органе привода и уравнение обратной связи для замкнутых (следящих) гидравлических приводов.

Линейные дифференциальные уравнения получают путем линеаризации нелинейных характеристик, присущих элементам и узлам гидравлического привода, в окрестности некоторого равновесного состояния. Рядом нелинейных характеристик при этом пренебрегают для упрощения исходных уравнений и конечных результатов. Поэтому линейные математические модели справедливы для области параметров, в которой производится их линеаризация.

Рассмотрим линейную математическую модель и условия устойчивости автономных ГРМ, показанных на рис. 5.3. Для этой цели используем линейное дифференциальное уравнение промышленного гидропривода [36] применительно к названным ГРМ. Уравнение в операторной форме имеет вид

$$T_r p (T_5^2 p^2 + 2\zeta_5 T_5 p + 1) \alpha(p) = e(p) - k_c \alpha(p), \quad (6.35)$$

где  $T_r$  — гидравлическая постоянная времени, с;  $p = d/dt$  — оператор;  $T_5$  — механическая постоянная времени, с;  $\zeta_5$  — коэффициент относительного демпфирования;  $\alpha(p)$  — преобразование от выходной величины (угла перекадки руля);  $e(p)$  — преобразование от входной величины (эксцентриситета или угла поворота люльки насоса);  $k_c$  — коэффициент собственной обратной связи.

Указанные параметры определяют из выражений:

$$T_r = \frac{z F_{\text{пл}} R_0}{n k_Q}; \quad T_5 = \sqrt{\frac{Y_5 V_0}{2 E_{\text{ж}} (z F_{\text{пл}} R_0)^2}};$$

$$\zeta_5 = T_5 \left( \frac{E_{\text{ж}} n c_n}{V_0} + \frac{k_{\text{ж}}}{2 Y_5} \right); \quad k_c = \frac{c_n k_{\text{н}}}{k_Q z F_{\text{пл}} R_0}, \quad (6.36)$$

где  $z$  — число напорных полостей;  $F_{\text{пл}}$  — площадь плунжера,  $\text{м}^2$ ;  $R_0$  — радиус румпеля,  $\text{м}$ ;  $n$  — число насосов (один или два);  $k_Q$  — коэффициент крутизны характеристик насосов,  $\text{м}^2/\text{с}$  или  $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{рад})$ ;  $Y_5$  — приведенный к оси баллера момент инерции подвижных частей рулевого привода и руля с присоединенной к нему массой забортной воды,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $V_0$  — объем сжимаемой жидкости, равный половине объема силового контура (соответствует нулевому положению руля),  $\text{м}^3$ ;  $E_{\text{ж}}$  — модуль объемной упругости рабочей жидкости,  $\text{Н}/\text{м}^2$ ;  $c_n$  — коэффициент перетечек рабочей жидкости в насосе согласно его характеристике,  $\text{м}^5/(\text{Н} \cdot \text{с})$ ;  $k_{\text{ж}}$  — суммарный коэффициент жидкостного трения в сальниках плунжеров и сочленениях румпеля, а также сальнике и подшипниках баллера,  $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}/\text{рад}$ ;  $k_n$  — коэффициент позиционной нагрузки (линеаризация кривой момента на баллере),  $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$ .

После преобразования по Лапласу при нулевых начальных условиях уравнения (6.35), а также уравнения следящего механизма управления насосами получим в результате их совместного решения уравнение

$$T_r S(T_5^2 S^2 + 2\zeta_5 T_5 S + 1)\alpha(S) = k_{eh}h(S) - (k_{oc} + k_c)\alpha(S), \quad (6.37)$$

где  $S$  — оператор Лапласа.

Уравнению (6.37) соответствует структурная схема на рис. 6.12. Отсюда видим, что в прямой цепи расположены интегрирующее и колебательное звенья, а в обратной — коэффициенты  $k_{oc}$  и  $k_c$ .

Уравнению (6.37) соответствует характеристическое уравнение

$$T_r T_5^2 \lambda^3 + 2\zeta_5 T_r T_5 \lambda^2 + T_r \lambda + k_{oc} + k_c = 0.$$

Отсюда по Гурвицу получены условия устойчивости [36]

$$2\zeta_5 T_r > (k_{oc} + k_c) T_5. \quad (6.38)$$

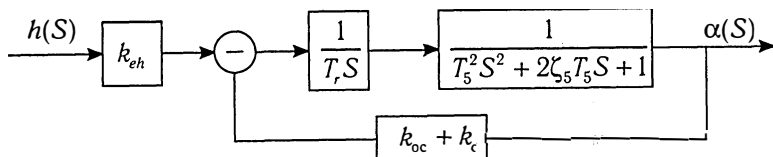


Рис. 6.12. Структурная схема автономной ГРМ



В целях практической проверки применимости этих условий устойчивости для автономных ГРМ были выполнены расчеты и экспериментальные исследования устойчивости ГРМ на судах в натуральных условиях.

Различные ГРМ имеют самые разнообразные схемы следящих рычажных механизмов управления насосами. В качестве примера получим выражения для определения коэффициентов  $k_{eh}$  и  $k_{oc}$  применительно к механизму (см. рис. 6.13).

На рис. 6.13 изображены два положения следящего механизма. В положении *a*) ему дается входное управляющее перемещение  $\Delta h$  при неподвижной обратной связи (точка *D*), а в положении *б*) плунжеры рулевого привода перемещаются на величину  $\Delta y$  (руль поворачивается на угол  $\Delta\alpha$ ) при неизменном положении управляющего органа (точка *B*). Исходя из соотношений плеч рычагов следящего механизма, получаем выражения для коэффициентов:

$$k_{eh} = \Delta e / \Delta h = CD \cdot FG / (CF \cdot BD);$$

$$k_{oc} = \Delta e / \Delta y = r_0 BC \cdot FG / (R_0 CF \cdot BD).$$

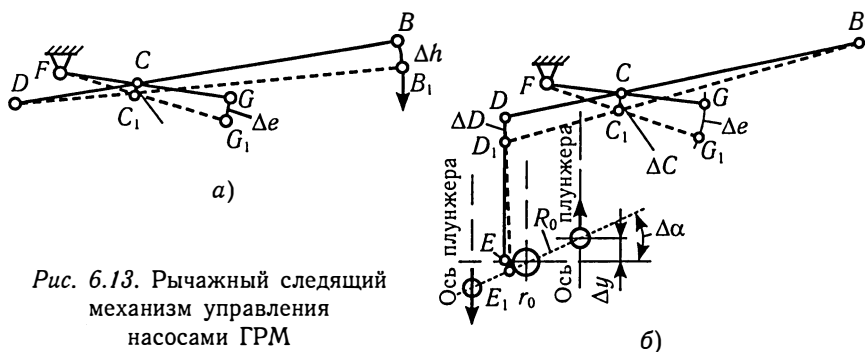


Рис. 6.13. Рычажный следящий механизм управления насосами ГРМ

В соответствии с условиями устойчивости (6.38) на рис. 6.14 изображен график для определения устойчивости автономных ГРМ. Теоретическая кривая *б* делит поле графика на две зоны: устойчивости и неустойчивости. Расчеты и испытания показали, что практически все автономные ГРМ устойчивы при работе с одним насосом, однако при их совместной работе одни ГРМ устойчивы, а другие нет. Так, точка *1* соответствует лопастным ГРМ, *2, 3* — ГРМ японской и итальянской постройки.

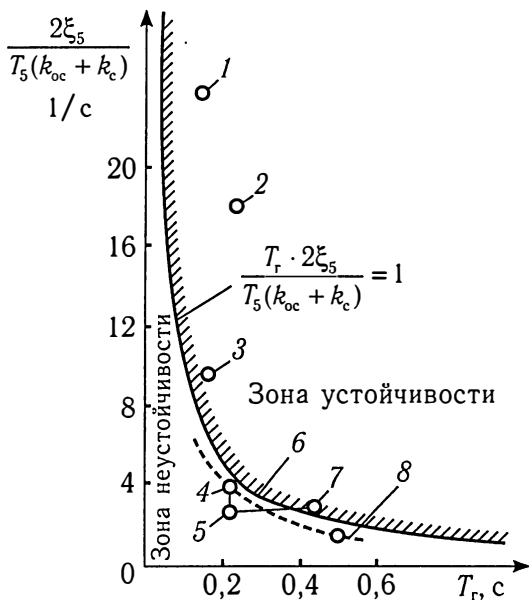


Рис. 6.14. График для оценки устойчивости автономных ГРМ

Наглядным примером неустойчивости ГРМ (точка 5) являются рулевые машины RH-4K-430 (RH-4K-415), изготавливаемые в Югославии по лицензии фирмы «Атлас». Однако эти ГРМ становятся устойчивыми при уменьшении коэффициента  $k_{oc}$ . Характерная точка при этом переходит по вертикали из положения 5 в положение 4. При выключении одного из двух насосов характерная точка перемещается по горизонтали в зону устойчивости (точка 7), т. к. увеличивается параметр  $T_r$ .

Кривая 8 является экспериментальной границей устойчивости. Ее расположение ниже теоретической границы 6 объясняется неучтенными при составлении линейной математической модели ГРМ силами сухого трения в сальниках плунжеров, подшипниках баллера и других соединениях, т. е. силы сухого трения создают дополнительный запас устойчивости ГРМ. Однако они в процессе эксплуатации значительно изменяются, поэтому не могут обеспечить стабильно устойчивость ГРМ, если отсутствует определенный запас устойчивости.

Таким образом условия устойчивости (6.38) и график (рис. 6.14) могут использоваться для приближенной оценки устойчивости автономных ГРМ. Они имеют свои обратные связи, т. е. являются замкнутыми системами. Поэтому при наличии реальных нелинейностей и отсутствии запаса устойчивости в них могут возникать автоколебания.

### 6.3.3. Оценка устойчивости ЭГРМ (линейная математическая модель)

Составим линейную математическую модель типовой ЭГРМ. Для этого используем функциональную схему (см. рис. 5.2). Входным параметром электрической системы управления является угол  $\alpha_{\text{ш}}$  поворота штурвала, а выходным — перемещение  $\theta$  (угловое или линейное) валика прибора ИМ. Работа элементов системы управления описывается уравнениями

$$\begin{aligned} u_{\Sigma} &= k_{\Sigma}(u_{\varphi} - u_{\theta} - u_{\alpha}); & u_{\varphi} &= k_1 k_{\varphi} a_{\text{ш}}; \\ u_{\theta} &= k_2 k_{\theta} \theta_1; & u_{\alpha} &= k_{\text{ос}} a; & u_y &= k_y u_{\Sigma}; & \theta &= k_3 \theta_1. \end{aligned}$$

Здесь обозначения  $u_{\Sigma}$ ,  $u_{\varphi}$ ,  $u_{\theta}$ ,  $u_{\alpha}$  — напряжения сумматора и сельсинов  $C_{\varphi}$ ,  $C_{\theta}$ ,  $C_{\alpha}$  при повороте их роторов на углы соответственно  $\varphi$ ,  $\theta$ ,  $\alpha$ ;  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  — коэффициенты механических передач;  $k_{\Sigma}$ ,  $k_{\varphi}$ ,  $k_{\theta}$ ,  $k_y$  — коэффициенты усиления соответствующих элементов;  $k_{\text{ос}}$  — коэффициент внешней обратной связи.

Дифференциальное уравнение движения двухфазного исполнительного электродвигателя ИД будет

$$T_d \theta_1'' + \theta_1' = k_d u_y,$$

где  $T_d$  — постоянная времени;  $\theta_1$ ,  $u_y$  — соответственно выходной и входной параметры;  $k_d$  — коэффициент усиления.

Преобразуя уравнение по Лапласу при нулевых начальных условиях, получим передаточную функцию

$$W_d(S) = \frac{\theta_1(S)}{u_y(S)} = \frac{k_d}{S(T_d S + 1)}. \quad (6.39)$$

Работа следящего гидроусилителя ГУ описывается дифференциальным уравнением

$$T_{\text{г}}^2 \gamma'' + 2\zeta_{\text{г}} T_{\text{г}} \gamma' + \gamma = k_{\text{г}} \theta,$$

где  $T_{ry}$  — постоянная времени;  $\gamma$ ,  $\theta$  — соответственно выходной и входной параметры;  $\zeta_{ry}$  — коэффициент относительного демпфирования.

Преобразуя уравнение по Лапласу, получим передаточную функцию

$$W_{ry}(S) = \frac{\gamma(S)}{\theta(S)} = \frac{k_{ry}}{T_{ry}^2 S^2 + 2\zeta_{ry} T_{ry} S + 1}. \quad (6.40)$$

Часто принимают упрощенную передаточную функцию в виде аperiодического звена второго порядка

$$W_{ry}(S) = \frac{\gamma(S)}{\theta(S)} = \frac{k_{ry}}{(T_1 S + 1)(T_2 S + 1)}, \quad (6.41)$$

где  $T_1$ ,  $T_2$  — постоянные времени, зависящие от  $T_{ry}$  и  $\zeta_{ry}$ .

Передаточную функцию силовой части ГРМ получим на основании уравнения (6.35) после его преобразования по Лапласу.

Используя передаточные функции элементов рулевой машины, составим ее структурную схему (рис. 6.15) и на ее основании получим передаточную функцию разомкнутой системы:

$$W(S) = \frac{K_p}{\{(T_3^2 S^2 + 2\zeta_3 T_3 S + 1)(T_1 S + 1)(T_2 S + 1) \times \dots \rightarrow} \\ \dots \rightarrow \frac{\dots}{\times \{S(T_5^2 S^2 + 2\zeta_5 T_5 S + 1) + k_n k_c\}}}. \quad (6.42)$$

где  $K_p = k_3 k_5 k_{ry} k_n k_\alpha$  — коэффициент усиления разомкнутой системы;

$T_3 = \sqrt{T_n/k_4}$  — постоянная времени;

$\zeta_3 = 1/(2T_3 k_4)$  — коэффициент относительного демпфирования внутреннего контура системы управления;

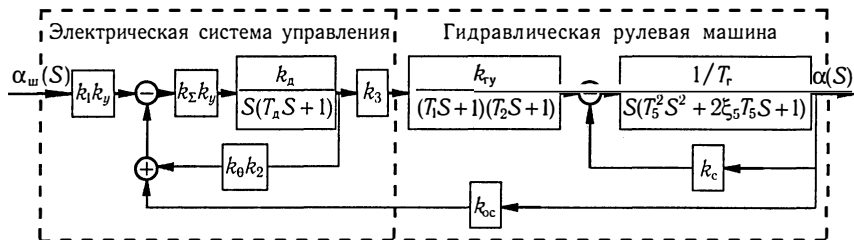


Рис. 6.15. Структурная схема ЭГРМ

$k_n = 1/T_r$ ,  $k_5 = 1/(k_2 k_0)$ ,  $k_4 = k_\Sigma k_y k_n k_2 k_0$  — коэффициенты,  $T_5$  — механическая постоянная времени ГРМ;

$T_r$  — гидравлическая постоянная времени силового контура.

Для расчета и анализа устойчивости ЭГРМ удобно использовать критерий Михайлова, поскольку передаточная функция имеет высокий порядок. Уравнением кривой Михайлова является, как известно, характеристический полином, получаемый из передаточной функции (6.42), в котором вместо оператора  $S$  подставляется комплексная переменная  $j\omega$  (где  $\omega$  — круговая частота). После разделения действительной и мнимой частей получим уравнения параметров кривых Михайлова:

$$\left. \begin{aligned} X(\omega) &= b_0 - b_2\omega^2 + b_4\omega^4 - b_6\omega^6; \\ Y(\omega) &= b_1\omega - b_3\omega^3 + b_5\omega^5, \end{aligned} \right\} \quad (6.43)$$

где

$$b_0 = K_p; \quad b_1 = 1,0; \quad b_2 = T_2 + T_4 + T_6; \quad b_3 = T_3^2 + (T_2 + T_6)T_4 + T_2T_6 + T_5^2;$$

$$b_4 = (T_2 + T_6)T_3^2 + (T_2T_6 + T_5^2)T_4 + T_2T_5^2; \quad b_5 = (T_2T_6 + T_5^2)T_3^2 + T_2T_4T_5^2;$$

$$b_6 = T_2T_3^2T_5^2; \quad T_4 = 2\xi_3T_3; \quad T_6 = 2\xi_5T_5.$$

При определении коэффициентов в данном случае пренебрегаем значениями  $T_1$  и  $k_n k_c$ , влияние которых на устойчивость ЭГРМ мало. Это показали предварительные расчеты.

Для оценки влияния основных параметров ЭГРМ на ее устойчивость принимается следующая методика. Прежде всего выбираются базовые варианты, т. е. определенные сочетания основных параметров системы, отвечающие в первом приближении реальным условиям ее работы. Точное определение этих параметров затруднительно. Часть из них может быть рассчитана, для нахождения других необходимо проведение специальных экспериментов.

В качестве базовых приняты два варианта: стендовый и эксплуатационный. Первый может применяться при испытаниях ЭГРМ на заводском стенде или в лабораторных условиях, а второй соответствует натурным эксплуатационным условиям работы ЭГРМ на судах. Существенное отличие второго варианта от первого состоит в увеличении параметра  $T_5$  в связи с присоединением руля к ЭГРМ.

Расчеты показали, что из шести основных параметров наиболее существенное влияние на устойчивость ЭГРМ оказывают четыре, а именно: коэффициент относительного демпфирования  $\xi_3$  внутреннего

контура, постоянные времени  $T_3$  этого контура и  $T_5$  рулевого привода (отдельно или совместно с рулем) и коэффициент  $K_p$  усиления разомкнутой системы.

На рис. 6.16 и 6.17 показаны кривые Михайлова для различных значений  $\xi_3$ ,  $T_3$  и  $K_p$  при стендовом варианте. Эти кривые начинаются на оси  $X(\omega)$  при  $\omega = 0$  и далее с увеличением  $\omega$  идут в направлении против часовой стрелки, охватывая или не охватывая начало координат. В первом случае система будет устойчивой, а во втором — неустойчивой. С увеличением  $\xi_3$  кривые смещаются по оси  $X(\omega)$  влево, т. е. запас устойчивости ЭГРМ повышается, и, наоборот, увеличение  $T_3$  приближает кривые к началу координат, т. е. запас устойчивости уменьшается. Увеличение коэффициентов  $K_{p1}$ ,  $K_{p2}$  и  $K_{p3}$  снижает запас устойчивости ЭГРМ. Первые два коэффициента соответствуют работе ЭГРМ с одним и двумя насосами, а третий — полупоршневому увеличению второго коэффициента. При изменении этих коэффициентов форма кривых Михайлова не меняется, они только сдвигаются по оси  $X(\omega)$  в ту или другую сторону.

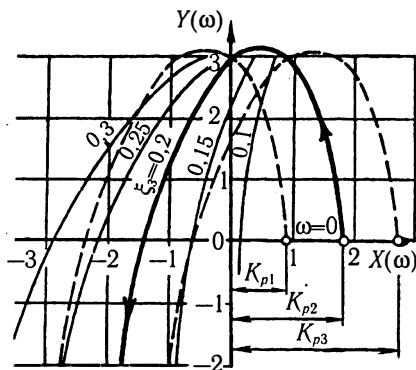


Рис. 6.16. Влияние параметра  $\xi_3$  на устойчивость ЭГРМ при стендовом варианте

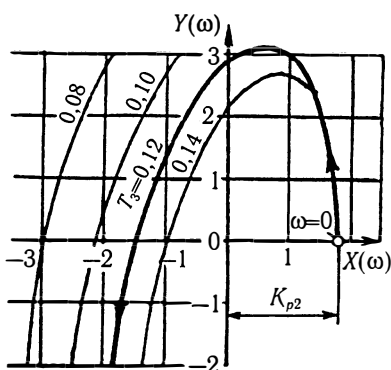


Рис. 6.17. Влияние параметра  $T_3$  на устойчивость ЭГРМ при стендовом варианте

При условии  $K_{p3} \approx 1,5K_{p2}$  кривая приближается к началу координат, а ЭГРМ — соответственно к границе устойчивости.

Параметр  $T_3$  достаточно точно определяется расчетным путем, однако достоверная оценка коэффициента  $\xi_3$  затруднительна. Он зависит от конструктивных особенностей элементов электрической системы управления и присоединенного к ней гидравлического усилителя, а также от демпфирующих факторов, изменяющихся в процессе эксплуатации.

За неимением экспериментальных и статистических данных коэффициент  $\xi_3$  определялся теоретически, но значение его при этом получилось значительно завышенным, что должно было обеспечивать устойчивость ЭГРМ. Однако практика это опровергала, поэтому для получения достоверной оценки  $\xi_3$  необходимо было проведение специальных экспериментов. Такие исследования были проведены на натурном образце ЭГРМ в лабораторных условиях и получены значения  $\xi_3 = 0,1—0,2$ . Они соответствуют графикам, расположенным на рис. 6.16 и 6.17.

Приведем результаты расчетов эксплуатационного варианта ЭГРМ. На рис. 6.18 и 6.19 показаны кривые Михайлова при различных значениях тех же параметров  $\xi_3$  и  $T_3$ . Сравнение этих кривых с аналогичными выше показывает существенное их отличие по расположению. Они сместились вправо (к началу координат) настолько, что запас устойчивости эксплуатационного варианта ЭГРМ оказался близким к нулю.

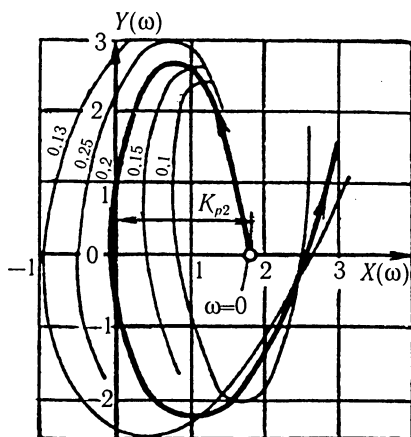


Рис. 6.18. Влияние параметра  $\xi_3$  на устойчивость ЭГРМ при эксплуатационном варианте

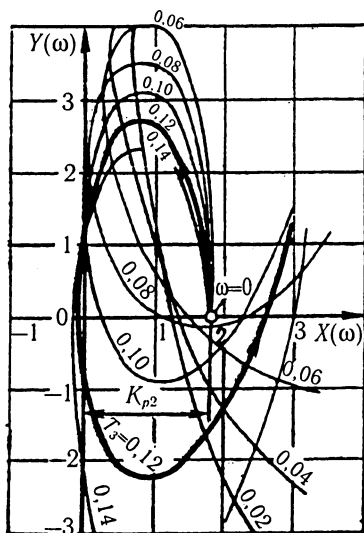


Рис. 6.19. Влияние параметра  $T_3$  на устойчивость ЭГРМ при эксплуатационном варианте

Это объясняется существенным влиянием на устойчивость ЭГРМ параметра  $T_5$  (рис. 6.20) рулевого привода с присоединенным рулем. Его увеличение ведет к резкому снижению запаса устойчивости ЭГРМ, и наоборот.

Наблюдается, таким образом, взаимное влияние параметров  $T_3$ ,  $\xi_3$  и  $T_5$ , из которого следует, что испытания ЭГРМ для определения их запаса устойчивости должны проводиться в два этапа: на заводском стенде и на судне. В противном случае устойчивая ЭГРМ на заводском стенде может оказаться неустойчивой в эксплуатационных условиях. Этот вывод подтверждается опытом эксплуатации современных ЭГРМ и проведенными экспериментальными исследованиями в натурных условиях.

Расчеты показали меньшее сравнительно с названными параметрами влияние на устойчивость ЭГРМ постоянной времени  $T_2$  гидроусилителя и коэффициента  $\xi_5$  относительного демпфирования ГРМ (рис. 6.21).

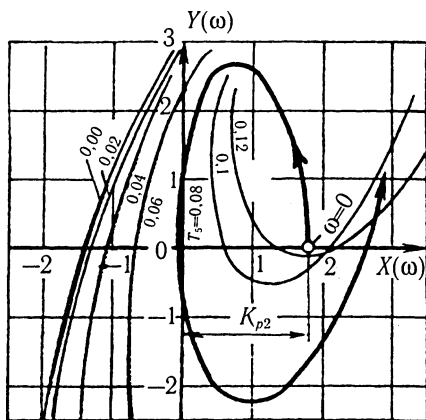


Рис. 6.20. Влияние параметра  $T_5$  на устойчивость ЭГРМ

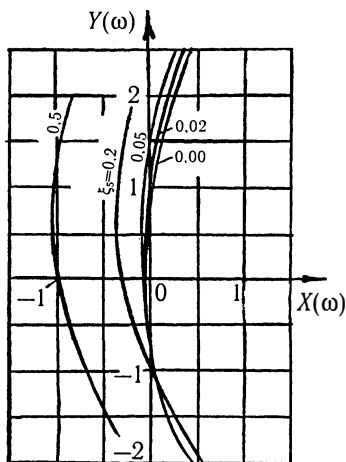


Рис. 6.21. Влияние параметра  $\xi_5$  на устойчивость ЭГРМ

Приведем некоторый анализ и выводы относительно коэффициента  $\xi_5$ . Теоретическое его значение в линейных математических моделях ГРМ и ЭГРМ одинаково мало, но влияние на их устойчивость различно: существенно для ГРМ, не очень значительно для ЭГРМ. В этой связи представляется нерациональным применение специальных дроссельных устройств на перемычках между нагнетательным и всасывающим трубопроводами силового контура, увеличивающих значение  $\xi_5$ , для повышения запаса устойчивости ЭГРМ. С другой стороны, при больших значениях  $\xi_5$  (близких к единице и более) ГРМ



и ЭГРМ становятся устойчивыми при практически любых значениях остальных параметров. Этот случай соответствует упрощенной математической модели ГРМ (апериодическое звено второго или даже первого порядка), принимаемой в работах различных авторов. Следовательно, такое упрощение неправомерно.

В итоге, используя результаты анализа, можно получить упрощенную аналитическую зависимость условий устойчивости ЭГРМ, если принять в первом приближении  $T_2 = \xi_5 = 0$ . В этом случае существенно упрощаются выражения для коэффициентов  $b_0—b_5$ , а степень уравнения уменьшается на порядок, так как  $b_6 = 0$ . Учитывая положительность всех коэффициентов, можно использовать критерий устойчивости Гурвица для характеристического уравнения замкнутой системы пятой степени.

$$B_1B_2 > B_0B_3; (B_1B_2 - B_0B_3)(B_3B_4 - B_2B_5) > (B_1B_4 - B_0B_5)^2, \quad (6.44)$$

где  $B_0 = b_5 = T_3^2 T_5^2$ ;  $B_1 = b_4 = T_4 T_5^2$ ;  $B_2 = b_3 = T_3^2 + T_5^2$ ;

$$B_3 = b_2 = T_4; \quad B_4 = b_1 = 1, 0; \quad B_5 = b_0 = K_p$$

Опуская промежуточные преобразования, напомним конечный результат — условия устойчивости, которые могут быть использованы для приближенной оценки устойчивости ЭГРМ:

$$K_p < (2\xi_3/T_3)[1 - (T_5/T_3)^2]. \quad (6.45)$$

Эти условия справедливы при  $T_5 < T_3$ . В случае  $T_5 \ll T_3$  (стендовый вариант) это выражение соответствует характеристическому уравнению третьей степени и дает результаты, близкие к тем, которые изображают кривые на рис. 6.16 и 6.17. Критическое значение  $K_p$  соответствует прохождению кривых Михайлова через начало координат, когда ЭГРМ находится на границе устойчивости.

Таким образом выполнена оценка устойчивости ГРМ (ЭГРМ) на основе линейных моделей. В реальных рулевых машинах имеется много нелинейностей. Они должны учитываться в нелинейных математических моделях.

Такие модели с произвольным числом нелинейностей представляют определенную сложность. Они рассматриваются в работах [56, 58].

Наряду с теоретической оценкой устойчивости ГРМ (ЭГРМ) необходим экспериментальный метод определения их запаса устойчивости. Такой метод разработан и опубликован в работах [44, 54, 55, 56, 58].

На основе этого метода проводились многие испытания различных типов рулевых машин и определились конкретные значения запаса их устойчивости.

Приведем один из примеров испытаний автономных ГРМ (см. рис. 5.3). Результаты представлены в виде осциллограмм на рис. 6.22. Фиксировались переходные процессы следующих параметров: входной сигнал  $h$ , эксцентриситеты  $e_1$  и  $e_2$  главных насосов, давления  $p_1$  и  $p_2$  в цилиндрах и выходной параметр (угол перекладки руля)  $\alpha$ . Для проведения экспериментов было использовано специальное устройство, позволяющее регулировать длины рычагов следящего механизма управления насосами и тем самым изменять коэффициент обратной связи  $k_{oc}$ . Он оказывает существенное влияние на устойчивость.

На всех осциллограммах в точке  $A_0$  показано возмущение параметра  $h$ , вносимое штурвалом  $10$  (см. рис. 5.3), после чего все параметры изменяются в соответствии с их переходными процессами.

При значении  $k_{oc} \geq 0,61$  (см. рис. 6.22, *а*) наблюдаются периодические незатухающие колебания (автоколебания) всех параметров, сопровождающиеся гидравлическими и механическими ударами, интенсивность которых возрастает при дальнейшем увеличении  $k_{oc}$ . Построечное его значение равно 0,69.

При значениях  $k_{oc} < 0,61$  работа ГРМ становится устойчивой. Если его величину постепенно уменьшать до 0,57 (рис. 6.22, *б*), затем до 0,5 (рис. 6.22, *в*) и, наконец, до 0,48 (рис. 6.22, *г*), то при этом уменьшается длительность переходного процесса. Гидравлические и механические удары также ослабевают. При последнем значении  $k_{oc}$  работа ГРМ становится плавной и спокойной. Увеличение  $k_{oc}$  в обратном порядке от значения 0,48 до 0,61 и выше выводит ГРМ из устойчивой области в неустойчивую, т. е. к автоколебаниям. В случае действия одного любого насоса при величине  $k_{oc} = 0,69$  переходные процессы затухают.

При испытаниях использовались регистрирующие приборы, но изменение длительности переходных процессов и автоколебания хорошо наблюдаются визуально. Многократное уменьшение или увеличение  $k_{oc}$  дает наглядную картину его существенного влияния на устойчивость ГРМ.

Запас устойчивости ГРМ оказался равным 4 дБ при работе одного насоса, а при их совместной работе запас устойчивости — отрицательный, т. е. автоколебания данной ГРМ в этом режиме

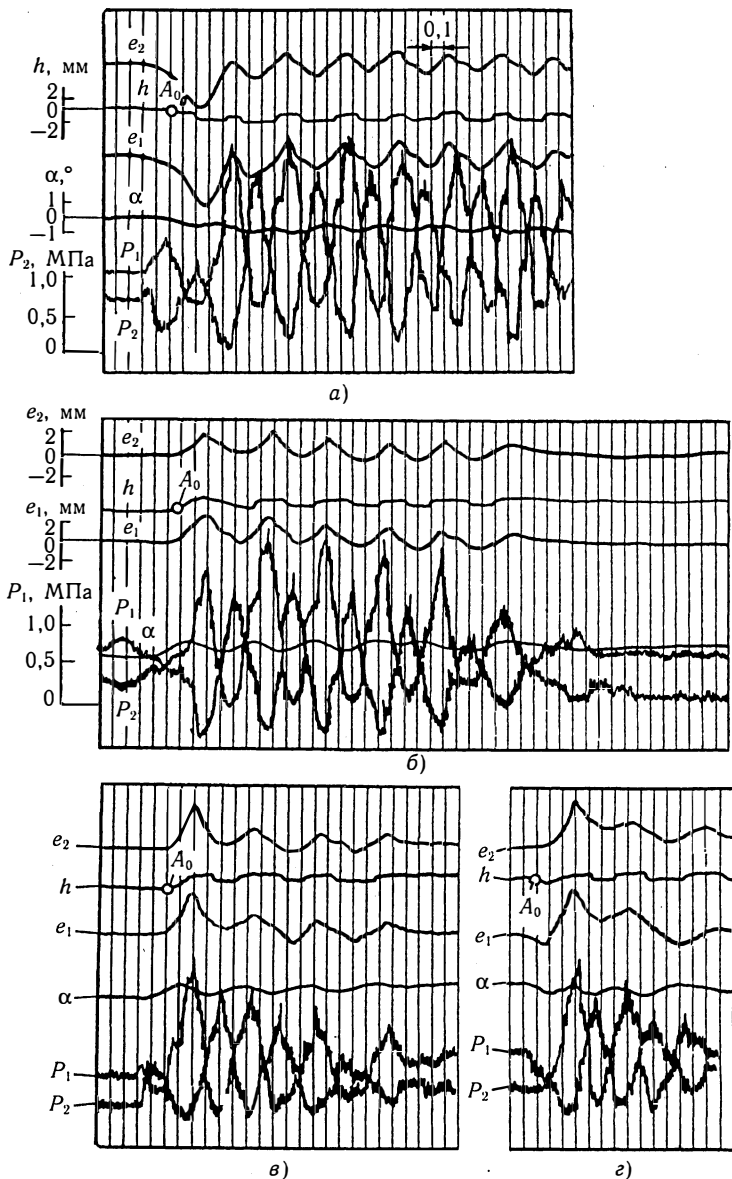


Рис. 6.22. Осциллограммы переходных процессов основных параметров ГРМ при различных коэффициентах  $k_{oc}$  (работают два насоса)

были неизбежными на всех судах серий «Пула», «Дубровник» и «Сплит».

Сотрудники кафедры судовых вспомогательных установок разработали на основе проведенных исследований проект модернизации этих рулевых машин и внедрили его на судах. При этом параметр  $k_{oc}$  был уменьшен до 0,47. Таким образом были надежно устранены автоколебания. Опыт многолетней эксплуатации подтвердил это.

До настоящего времени отсутствует требование Регистра и других классификационных обществ об испытаниях ГРМ (ЭГРМ) на устойчивость, потому что не существовало методики проведения таких испытаний. Также не было нормы запаса устойчивости.

Согласно проверенным исследованиям и испытаниям ГРМ (ЭГРМ) в натуральных условиях на судах можно установить норму 3—5 дБ. Завышение запаса устойчивости нерационально из-за снижения быстродействия системы. В то же время величина запаса устойчивости менее 3 дБ является явно недостаточной, так как при этом могут периодически появляться автоколебания в процессе эксплуатации.

#### **6.4. Техническое использование ГРМ (ЭГРМ)**

Учитывая тяжелые аварии морских судов, связанные с отказами рулевых машин, Комитет по безопасности на море (ИМО) принял повышенные требования к конструктивному исполнению рулевых машин, а также к их использованию должностными лицами судовых экипажей. В частности, предписаны в пределах 12 ч. до отхода судна проверки и испытания главного и вспомогательного рулевых приводов, систем и постов управления, аварийного питания, указателей положения руля, аварийно-предупредительной сигнализации о потере питания в системе управления и неисправностях ГРМ, автоматических отключающих устройств и другого автоматического оборудования, средств связи между ходовым мостиком и румпельным отделением. Проверку и испытания выполняют лица командного состава, занятые эксплуатацией и (или) обслуживанием ГРМ (ЭГРМ).

Кроме того, на ходовом мостике и в румпельном отделении должна быть постоянно вывешена простая инструкция по эксплуатации с блок-схемой, показывающей порядок переключения систем управления и насосов. Все лица палубной и машинной команды, связанные с эксплуатацией или техническим обслуживанием ГРМ

(ЭГРМ), должны знать их работу и порядок перехода с одной системы управления на другую.

В дополнение к обычным проверкам и испытаниям предписано проведение не реже чем раз в 3 месяца учений по аварийному управлению рулем с целью отработки действий по управлению судном в аварийных условиях. Учения проводятся непосредственно в румпельном помещении под руководством капитана судна.

Даты проведения проверок и испытаний, а также подробное описание учений по аварийному управлению рулем должны быть занесены в судовой журнал.

При подготовке к действию, проверках и испытаниях рулевых машин следует обращать особое внимание на следующее: легкость перемещений золотников и отсутствие их заеданий, перекосов и больших люфтов в соединениях с управляющими валиками; состояние поверхностей золотников и их уплотнений; легкость проворачивания вручную валов насосов регулируемой подачи при их нулевом эксцентриситете; срабатывание стопорных храповиков или гидрозамков; уровни рабочей жидкости в расширительных баках; положения запорных клапанов. Не должно быть нехарактерных шумов и стуков, наружных утечек рабочей жидкости, скачков и задержек руля при его переключках, а также автоколебаний (незатухающих периодических движений) управляющих валиков приборов ИМ, золотников гидроусилителей (или рычажных механизмов управления насосами), скользящих блоков радиально-поршневых насосов (или люлек аксиально-поршневых насосов) и руля.

Рулевые машины должны быть хорошо отрегулированы. Показателями качества регулирования являются: наибольшая точность установки руля в заданное положение, определяемая разностью заданного (на посту управления) и фактического (по шкале рулевого привода) углов переключки (достижимая точность  $\pm 0,5^\circ$  при углах переключки руля  $\pm 10^\circ$ ); минимальное рассогласование нулевых положений насосов (не более  $0,5^\circ$  изменения положения руля при переключении действующих насосов); ограниченный (не более 10% номинального перемещения) люфт на управляющем органе главного насоса; небольшая общая зона нечувствительности системы управления (определяется путем плавного поворота штурвала до момента страгивания руля в том или другом направлении); минимальная скорость сползания руля в режиме управлений «Простой»; отсутствие автоколебаний.

Во время хода судна вахтенный механик, принимая вахту, обязан осмотреть румпельное помещение и рулевую машину, а вахтенный моторист (машинист) должен осматривать их два раза за вахту. При этом следует обращать внимание на следующее: наличие смазочного масла на трущихся деталях, в пресс-масленках и смотровых стеклах редукторов; состояние регулирующих и стопорных устройств (не должно быть стуков и перегрева подшипников); соответствие указателей положению руля; температуру (должна быть не ниже 5°C в зимнее время) и относительную влажность румпельного помещения (не должна превышать 85% для предотвращения резкого уменьшения сопротивления изоляции электрооборудования).

Особое внимание следует обращать на уровни рабочей жидкости в расширительных баках, показания манометров гидравлических контуров (силового и управления), плавность переключений руля (без задержек и скачков); не должно быть перегрева рабочей жидкости и наружных утечек, нехарактерных шумов и стуков в насосах и механических соединениях рулевого привода, а также автоколебаний деталей и узлов ГРМ (ЭГРМ).

При обнаружении существенных отклонений от спецификационных параметров и показателей работы рулевой машины вахтенный механик обязан организовать постоянное наблюдение за ее работой, доложить об этом старшему (главному) механику и сделать в машинном журнале соответствующую запись.

В течение вахты механик должен периодически контролировать исправность действия рулевой машины по показаниям имеющихся на пульте управления приборов и сигнализаторов.

Перед подходом к районам, плавание в которых требует особой осторожности (проливах, каналах, шлюзах, в ледовой обстановке, стесненных акваториях), должна быть проверена исправность действия систем дистанционного управления рулевой машиной на ручных режимах работы (например, «Следящий» и «Простой»). В этих районах должны быть приведены в действие два насоса, если они могут надежно работать одновременно.

В случае отказа одного из насосов рулевой машины переход на другой выполняет вахтенный помощник по указанию капитана на имеющихся постах управления, а вахтенный механик обязан при этом немедленно доложить о случившемся старшему (главному) механику и сделать запись в машинном журнале. Если же вахтенный механик является вторым, то он обязан принять срочные эффективные меры по выяснению причины отказа и ее устранению.

Переходы с работы одного насоса на другой в обычных условиях должны выполняться после предупреждения об этом вахтенного механика, который обязан контролировать при этом исправность действия рулевой машины по показаниям имеющихся на пульте управления приборов и сигнализаторов.

В случае отказа всех систем дистанционного управления осуществляется переход на аварийное управление (в румпельном помещении) по указанию капитана.

После окончания швартовых операций и снятия готовности, рулевую машину надо остановить и осмотреть, обратив особое внимание на отсутствие перегрева и внешних утечек рабочей жидкости, нормальные уровни в расходных баках и нейтральные (средние) положения управляющих органов системы управления и насосов. Перо руля должно быть установлено в диаметральной плоскости.

При эксплуатации ЭГРМ, которой присуще «сползание» руля в режиме управления «Простой», следует установить на посту управления режим «Следящий».

## **6.5. Требования ИМО (Регистра) к рулевым машинам**

Основные требования ИМО (Регистра) к конструктивному исполнению рулевых машин следующие.

1. Суда должны быть снабжены главным и вспомогательным рулевыми приводами, причем: главный рулевой привод должен обеспечивать перекладку полностью погруженного руля (или поворотной насадки) с  $35^\circ$  одного борта на  $30^\circ$  другого при максимальной скорости переднего хода, относящегося к этой осадке, за время не более 28 с; вспомогательный рулевой привод должен обеспечивать перекладку руля (или насадки) при тех же условиях с  $15^\circ$  одного борта на  $15^\circ$  другого не более чем за 60 с при скорости переднего хода, равной половине максимальной, но не менее 7 уз.

2. Главный рулевой привод может состоять из двух и более идентичных насосов. В этом случае вспомогательный рулевой привод не требуется. Время перекладки (28 с) должно обеспечиваться на грузовых судах при совместном действии насосов.

3. Переход с главного рулевого привода на вспомогательный при аварии должен выполняться за время не более 2 мин.

4. Управление главным рулевым приводом должно обеспечиваться с ходового мостика и из румпельного отделения. Предусматриваются две отдельные линии управлений, получающие питание непосредственно от ГРЩ, но одна из них может запитываться через АРЩ.

5. В рулевой рубке и ЦПУ должна быть световая и звуковая сигнализация: об исчезновении напряжения, обрыве фазы и перегрузке в цепи питания, исчезновении напряжения в системе управления и минимальном уровне масла в расходном баке.

6. Около каждого поста управления, а также в румпельном помещении должны быть указатели положения руля. Ошибка в показаниях не должна быть более:  $1^\circ$  в ДП;  $1,5^\circ$  в интервале от 0 до  $\pm 5^\circ$ ;  $2,5^\circ$  в интервале от  $\pm 5$  до  $\pm 35^\circ$ .

7. Каждое нефтеналивное судно, химо- или газовоз валовой вместимостью 10 тыс. рег. т и более должен удовлетворять следующим требованиям: главный рулевой привод должен быть таким, чтобы в случае потери управляемости судна из-за единичного повреждения в любой части одной из силовых систем она восстанавливалась в течение не более 45 с; рулевой привод должен состоять из двух независимых и отдельных силовых систем, каждая из которых обеспечивает время перекладки руля не более 28 с; по крайней мере, он должен состоять из двух одинаковых силовых систем, которые, действуя одновременно, обеспечивают время перекладки не более 28 с; должна быть предусмотрена возможность обнаружения утечки рабочей жидкости из любой системы и автоматическая изоляция поврежденной системы с тем, чтобы другая оставалась в рабочем состоянии.

8. Главный и вспомогательный рулевые приводы должны иметь защиту от перегрузки деталей и узлов при возникновении на баллере момента, превышающего в 1,5 раза расчетный крутящий момент. Предохранительные клапаны должны быть отрегулированы на давление не более 1,5 и не менее 1,25 номинального.

9. Насосы ГРМ должны иметь защитные устройства против вращения отключенного насоса в обратном направлении или автоматически срабатывающее устройство, запирающее поток жидкости через отключенный насос.

10. Нельзя допускать соединения системы трубопроводов ГРМ с другими гидравлическими системами. Каждый дополнительный бак должен быть оборудован сигнализацией о минимальном уровне жидкости. Кроме того, должны быть предусмотрены стационарные



(резервные) цистерны, заполненные рабочей жидкостью и соединенные с рулевым приводом.

11. В гидравлических системах должны быть предусмотрены фильтры необходимой пропускной способности и чистоты фильтрации рабочей жидкости.

12. Пуск и остановка электродвигателей насосов должны осуществляться из рулевой рубки и румпельного помещения. Должен обеспечиваться повторный автоматический пуск электродвигателей при восстановлении напряжения после перерыва. Электропривод должен получать также питание от АРЩ. Электродвигатели должны допускать перегрузку не менее 1,5 расчетного момента в течение 1 мин.

Все наиболее важные узлы и элементы ГРМ (ЭГРМ) и в целом рулевого устройства в процессе эксплуатации подлежат периодическим (ежегодным и очередным) освидетельствованиям.

Приведем пояснения освидетельствований согласно [40].

При ежегодном освидетельствовании рулевое устройство в сборе должно быть осмотрено одновременно с проверкой действия главного и вспомогательного приводов на ходу и при стоянке судна.

Очередное освидетельствование руля в доке должно производиться с подъемом его для осмотра штырей и опорных деталей, а также съемкой баллера для осмотра. При этом должны быть замерены зазоры в подшипниках баллера руля, между штырями и петлями, а также проверена просадка руля.

Допускаемая величина зазоров в опорных узлах руля устанавливается в каждом случае с учетом их построечной величины и конструкции сопряжения.

При скручивании баллера на  $5^\circ$  и более он может быть допущен к работе после отжига и пересадки румпеля на новую шпонку. Баллер подлежит замене при скручивании на угол  $15^\circ$  и более, а также при обнаружении трещин.

Результаты освидетельствования рулевого устройства указываются в актах по корпусной части.

При очередном освидетельствовании рулевой машины должны быть осмотрены румпель главного и вспомогательного приводов, ползун, поршни и плунжеры, цилиндры, валы, подшипники, шестерни и зубчатые колеса, червяки, ролики и буферные пружины, а также устройства защиты от перегрузки, тормозные устройства и конечные выключатели. Должны быть также осмотрены детали вспомогательного рулевого привода.

Рулевая машина должна быть проверена в действии на ходу судна с контрольной проверкой времени и углов перекладки руля, ограничения углов перекладки, а также должны быть проверены работа тормозного стопорного устройства и правильность показаний указателей положения пера руля.

Работа рулевой машины на главном приводе должна быть проверена на полном переднем и среднем заднем ходах.

При очередном освидетельствовании электрического оборудования производится следующее:

— детальный осмотр с необходимым вскрытием оборудования, проверка в действии силового и осветительного оборудования и устройств сигнализации и внутренней связи;

— наружный осмотр электрических защитных устройств;

— измерение сопротивления изоляции силового оборудования;

— проверка документации и (или) клеймения о проведении обязательных периодических проверок компетентным органом измерительных приборов, распределительных устройств и пультов управления и контроля;

— наружный осмотр запасных частей.

При осмотре электрических приборов управления (указатели положения руля и др.) проверяется состояние сельсинов, электромагнитных катушек, сигнализирующих и других аппаратов.

При ежегодном освидетельствовании выполняется проверка в действии силового и осветительного оборудования, устройств сигнализации и внутренней связи.

Перед началом проверки в действии электрического оборудования производится измерение сопротивления изоляции, нормы которых приведены в источнике [40].

При проверке в действии электропривода рулевого устройства проверяется:

— перекладка руля с борта на борт; при этом определяется время перекладки руля, отсутствие перегрева подшипников, искрения и вибраций. Перекладка производится со всех постов управления и всеми видами управления (простой и следящий);

— непрерывность действия рулевого устройства, а при наличии электроприводов руля, установленных в двойном комплекте, и при их одновременной работе с последующим поочередным переключением отдельных элементов электроприводов (систем питания, насосов регулируемой или постоянной подачи, электромашинных усилителей, преобразователей и др.) их работа при всех сочетаниях элементов;

- соответствие показаний всех указателей положения руля со шкалой рулевого привода;
- срабатывание конечных выключателей;
- работа сигнализации о перегрузке и снятии питания.

При проверке в действии продолжительность работы, необходимая для установления исправности, определяется инспектором.

Заключение о техническом состоянии ГРМ (ЭГРМ) выполняется по результатам освидетельствования с использованием актов предыдущего освидетельствования и сведений об обнаруженных в эксплуатации износах, повреждениях, неисправностях и произведенных ремонтах и заменах по судовой документации (формуляры технического состояния, судовые акты, машинные журналы и т. п.).

Нормы допускаемых износов, повреждений и неисправностей конструкций, узлов и деталей определяются по данным инструкций и формуляров заводов-изготовителей. В необходимых случаях могут быть использованы нормы зазоров в основных узлах и допускаемых износов основных деталей, приведенные в источнике [40].

Если при освидетельствовании обнаружены износы, повреждения или неисправности, превышающие допускаемые или представляющие явную опасность для плавания судна, ГРМ (ЭГРМ) не признается годной к эксплуатации до устранения дефектов, а судно в этом случае не признается годным к плаванию. Возможный в этом случае вопрос о временной эксплуатации судна с установлением эксплуатационных ограничений является в каждом случае предметом специального рассмотрения Регистром.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Какие силы действуют на руль и судно при его движении?
2. Почему становится неэффективной перекладка руля более 50°?
3. Назовите характеристики маневра циркуляции?
4. Дайте сравнительную оценку разным типам рудей.
5. Нарисуйте графики нагрузок на разные типы рудей и поясните их различие.
6. Нарисуйте типовые графики перекладки руля и объясните их.
7. Что такое автоколебания ГРМ (ЭГРМ). Поясните их проявление.
8. Что такое устойчивость ГРМ (ЭГРМ)? Как она определяется?

9. В чем заключается экспериментальный метод определения запаса устойчивости ГРМ (ЭГРМ)?

10. Поясните параметр, как и почему он используется при испытаниях ГРМ (ЭГРМ) на устойчивость.

11. Назовите основные правила технического использования и обслуживания ГРМ.

12. Назовите основные требования регистра к ГРМ.

13. Как оценивается техническое состояние ГРМ?

14. Вы готовите ЭГРМ к отходу судна: что и как проверите?

15. Что такое учение по аварийному управлению рулем, как и для кого оно проводится?

16. Что такое испытания ЭГРМ по правилам ИМО: когда и как проводятся?

17. Как проявляется сползание руля и как оно устраняется?

18. Что происходит с рулем, если не работают конечники?

19. Можно ли выходить в рейс, если при проверке ЭГРМ оказался неисправным один из двух насосов?

20. Что необходимо предпринять, если при проверке обнаружены утечки масла из сальников плунжеров, лопастного привода, при поломе манометровых трубок и т.д.

## Глава 7. ПАЛУБНЫЕ МАШИНЫ И УСТРОЙСТВА

### 7.1. Якорные и якорно-швартовые машины

Характеристика снабжения судна. При эксплуатации морского судна возникает необходимость удерживать его в заданном месте стоянки. Для этого используют якорное устройство.

Число и масса  $m$  якорей якорного устройства по Правилам Регистра зависят от характеристики снабжения судна, определяемой по формуле

$$N_c = \Delta^{2/3} + 2Bh + 0,1A,$$

где  $\Delta$  — весовое водоизмещение судна при осадке по летнюю ватерлинию, кН;  $B$  — ширина судна, м;  $h$  — высота от летней грузовой ватерлинии до верхней кромки настила палубы самой высокой рубки, м;  $A$  — площадь парусности в пределах длины судна, считая от летней грузовой ватерлинии, м<sup>2</sup>.

Высота

$$h = a + \Sigma h_i,$$

где  $a$  — расстояние от летней грузовой ватерлинии до верхней кромки настила верхней палубы у борта на миделе, м;  $h_i$  — высота в диаметральной плоскости каждого яруса надстройки или рубки, имеющих ширину  $> 0,25B$ , м.

Регистр и Английский Ллойд рекомендуют квадратичную характеристику снабжения судна, измеряемую в квадратных метрах, Германский Ллойд и Норвежское Бюро Веритас используют кубическую характеристику.

В зависимости от характеристики снабжения, кроме числа и массы якорей, назначают диаметр поперечного сечения звеньев цепи, т.е. ее калибр и длину.

**Классификация и устройство.** Якорные устройства различают по месту расположения и типу якорных машин. По типу якорных машин их разделяют на устройства с брашпилями, со шпилями, с якорными или якорно-швартовыми лебедками.

Основным элементом любой якорной машины является цепной кулачковый *барaban-звездочка*. Горизонтальное положение оси

звездочки свойственно брашпилям, вертикальное — шпилям. Брашпили предназначены для обслуживания якорных цепей правого и левого бортов: они обеспечивают отдельную работу звездочек бортов. Отдача якоря производится благодаря его собственной силе тяжести и силе тяжести цепи.

*Брашпиль* (рис. 7.1) состоит из двигателя 1, редуктора 4 и размещенных на грузовом валу цепных звездочек 6 и турачек 5. Звездочки сидят на валу свободно и при работе двигателя могут вращаться

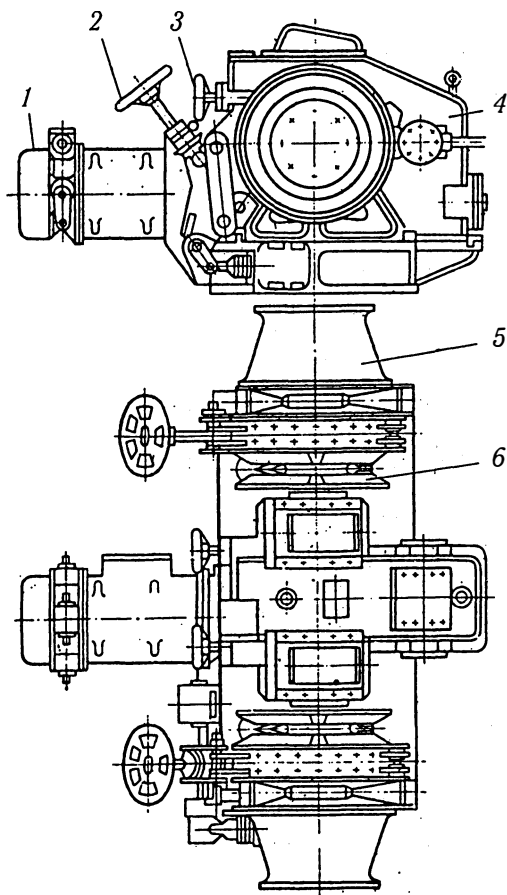


Рис. 7.1. Общий вид брашпиля

только тогда, когда они соединены с грузовым валом специальными кулачковыми муфтами (привод муфт — 3). Турачки сидят на грузовом или промежуточном валу жестко и всегда вращаются при включенном двигателе. Каждая звездочка снабжена шкивом с ленточным тормозом (привод тормоза — 2). Скорость отдачи якоря регулируется ленточным тормозом. Смягчение ударных нагрузок и плавное включение звездочек обеспечиваются использованием фрикционных муфт.

На рис. 7.2 представлена кинематическая схема брашпиля. Она состоит из грузового вала, двухступенчатого редуктора и электродвигателя 13, имеющего встроенный нормально замкнутый дисковый тормоз 14 и закрепленного фланцем на корпусе редуктора.

Грузовой вал вращается в четырех подшипниках качения, два из которых 2 и 10 (рис. 7.2 и 7.3) 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

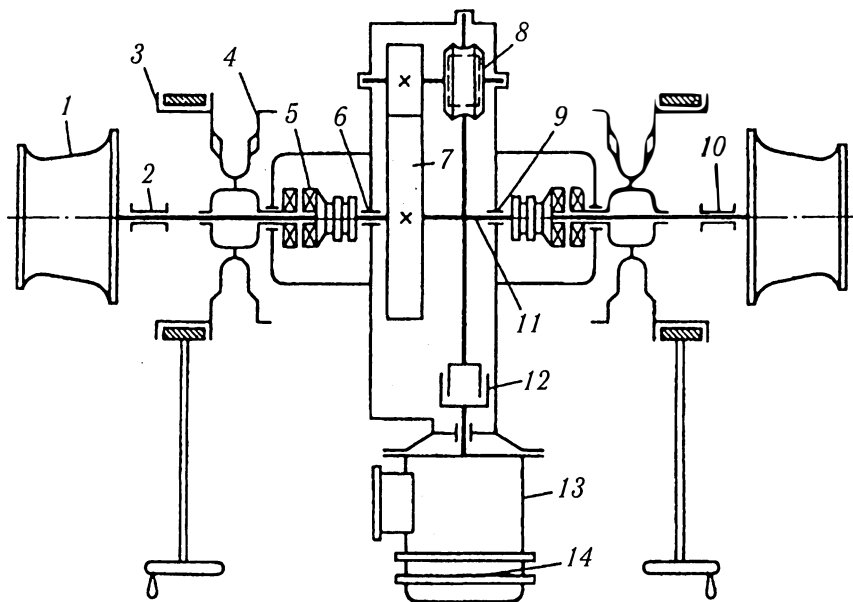


Рис. 7.2. Кинематическая схема брашпиля

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. 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 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.

Выбранный якорь удерживается затянутым ленточным тормозом звездочки и включенными палубными стопорами. Для отдачи якоря электродвигателем снимают палубные стопоры, включают муфту и растормаживают ленточный тормоз звездочки, которая теперь удерживается дисковым тормозом электродвигателя до момента

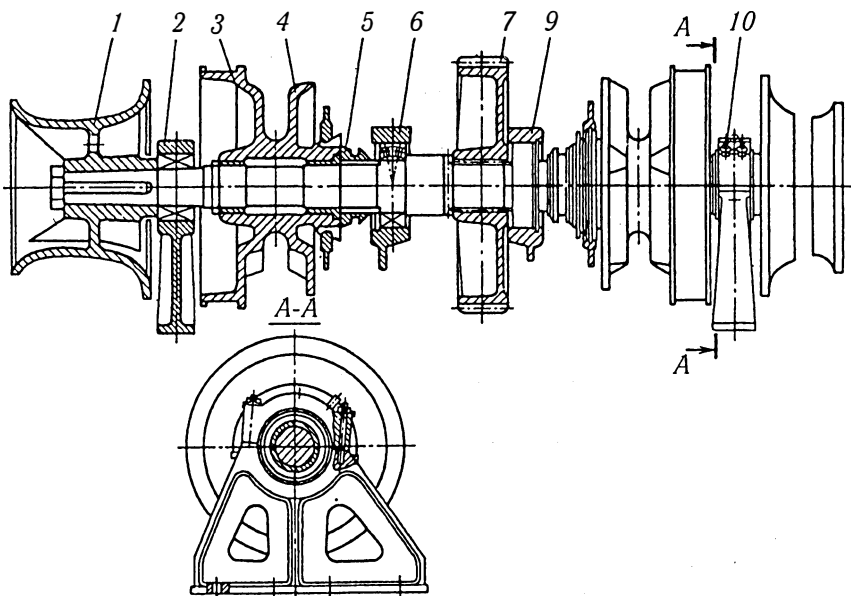


Рис. 7.3. Грузовой вал брашпиля (обозначение позиций такое же, как на рис. 7.2)



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 производятся 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.

*Якорно-швартовный шпиль* обычно разделен на две части (рис. 7.4): звездочка 8 (с маховиком включения 5) и швартовный барабан располагаются на палубе, а редуктор и двигатель 12 — в помещении под палубой. Вертикальное положение звездочки позволяет устанавливать в горизонтальной плоскости необходимое направление движения цепи. Размещение под палубой редуктора и двигателя является существенным преимуществом шпиля над брашпилем.

Элементами якорно-швартовного шпиля являются: скоба-отбойник 1, кулачковая муфта 2, турачка 3, пустотелый вал 4, зубчатая муфта 6, палубный стакан 7, ленточный тормоз 9 с колонкой управления 10, маховик 11, червячная 13 и псевдопланетарная 14 передачи.

Режим работы. При выборе механизма и расчете мощности якорного устройства определяющим является режим его работы при снятии судна с якоря. Условно такой режим можно разделить на следующие периоды: выбирание цепи с грунта; подтягивание судна к якорю и отрыв якоря от грунта; выбирание висящей цепи с якорем; втягивание якоря в клюз.

При снятии судна с якоря с помощью шпиля преодолеваются сопротивление корпуса судна от действия течения на месте стоянки, ветровое сопротивление движению судна, сопротивление застопоренного винта; кроме того, развивается сила, необходимая для подъема висящей за бортом цепи.

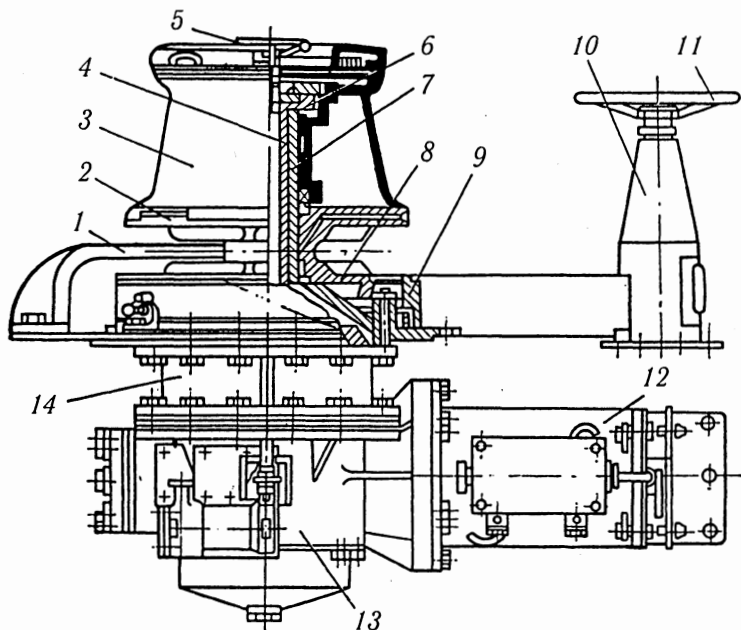


Рис. 7.4. Якорно-швартовный шпиль

При возможной скорости течения около 3 уз и установленной Правилами Регистра скорости выбирания якорной цепи, *сопротивление корпуса судна* рассчитывают по эмпирической формуле

$$R_r = 4,8\omega,$$

где  $\omega$  — поверхность подводной части корпуса;

$$\omega = 1,05L(1,7 \cdot T + B \cdot C_B),$$

здесь  $L$ ,  $T$ ,  $B$ ,  $C_B$  — соответственно длина, осадка, ширина и коэффициент общей полноты судна.

*Ветровое сопротивление*

$$R_b = 166 \cdot S,$$

где коэффициент, равный 166, получен при возможном на стоянке ветре 6 баллов по шкале Бофорта.

Площадь парусности при стоянке судна на одном якорю под углом к ветру  $\alpha \approx 30^\circ$

$$S = S_{\text{бп}} \sin \alpha + S_{\text{фп}} \cos \alpha,$$

приведенная площадь боковой парусности

$$S_{\text{бп}} = S_{\text{бн}} + 0,3S_{\text{бк}},$$

где  $S_{\text{бн}}$ ,  $S_{\text{бк}}$  — площади проекций на диаметральную плоскость судна надстроек и палубных грузов и надводной части корпуса, м<sup>2</sup>.

Приведенная площадь фронтальной парусности

$$S_{\text{фп}} = S_{\text{фн}} + 0,3S_{\text{фк}},$$

где  $S_{\text{фн}}$ ,  $S_{\text{фк}}$  — площади проекций надстроек, груза и корпуса на плоскость мидель-шпангоута, м<sup>2</sup>.

*Сопротивление застопоренного винта*

$$R_{\text{зв}} = 6,97\theta D_{\text{в}}^2 v_{\text{т}}^2,$$

где  $\theta$  — дисковое отношение винта;  $D_{\text{в}}$  — диаметр винта, м;  $v_{\text{т}}$  — скорость течения, уз.

Сопротивление выбиранию цепи с грунта

$$R_{\text{ц}} = 0,87qh_{\text{max}},$$

где коэффициент 0,87 учитывает выталкивающую силу воды;  $q$  — масса цепи длиной 1 м;  $h_{\text{max}}$  — наибольшая возможная глубина якорной стоянки, м.

Сила перед клюзом при *выбирании цепи с грунта*

$$T = R_{\text{т}} + R_{\text{в}} + R_{\text{зв}} + R_{\text{ц}}.$$

Если три первых слагаемых заменить на  $R$ , а  $R_{\text{ц}}$  заменить его значением, то получим

$$T = R + 0,87qh_{\text{max}}.$$

Сила в якорной машине с учетом потерь в клюзе и стопорах в первом периоде его работы — *выбирании цепи с грунта*

$$T_{\text{зл}} = \frac{1}{0,75}(R + 0,87qh_{\text{max}}).$$

Установлено, что  $T_{\text{зл}} \approx 4gm$  (где  $m$  — масса якоря).

В конце второго периода — *подтягивании судна к якорю и отрыве якоря от грунта* сила натяжения на звездочке

$$T_{\text{зmax}} = \frac{1}{0,75}(R + 0,87gh_{\text{max}} + 0,87gm + Q) \approx 8gm,$$

где  $Q = 2gt$  — сила, необходимая для выворачивания якоря из грунта, Н.

Сила, развиваемая машиной в начале подъема свободно висящей цепи с якорем, равна  $\approx 3,5gt$ . Она постепенно убывает до значения  $gt$ .

В последнем периоде работы якорной машины — *втягивании якоря в клюз* — необходимо существенное уменьшение скорости подъема цепи для предотвращения увеличения силы в момент касания якоря о клюз.

На рис. 7.5 показана зависимость силы  $T_3$  по периодам снятия с якоря от их продолжительности по времени, т.е. представлена нагрузочная характеристика якорной машины. Время работы машины в каждом периоде определяется скоростью выбирания, длиной вытравленной цепи и глубиной места стоянки.

Наибольший момент сопротивления на валу двигателя

$$M_{\max} = \frac{T_{3\max}R}{i\eta_m} - M_0,$$

где  $R$  — радиус звездочки, м;  $i$  — передаточное число машины;  $\eta_m = 0,65 \div 0,8$  — КПД механической передачи;  $M_0$  — момент, создаваемый участком цепи, свисающим в цепном ящике, Н·м.

При выборе мощности двигателя переменного тока ориентируются на его пусковой момент, который с учетом снижения напряжения на 10% должен быть больше момента при отрыве якоря от грунта на 25%, т.е.  $M_n \geq 1,25M_{\max}$ .

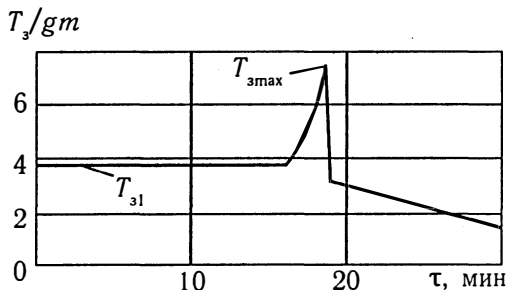


Рис. 7.5. Нагрузочная характеристика якорной машины

Мощность приводного двигателя рассчитывают на непрерывное выбирание в течение 30 мин одной цепи с якорем со скоростью не менее 0,15 м/с при тяговом усилии, которое регламентируется Правилами Регистра,

$$P = ad^2,$$

где  $a$  — величина, зависящая от категории цепи;  $d$  — калибр якорной цепи.

При втягивании якоря в клюз рекомендуется скорость 7 м/мин. Для отрыва якоря от грунта привод должен обеспечить в течение 2 мин создание в цепи тягового усилия не менее 1,5 расчетного без какого-либо требования к скорости.

Максимальный момент выбранного двигателя должен соответствовать не более 1/3 разрывной нагрузки якорной цепи.

*Якорно-швартовная лебедка фирмы «Норвинч»* (рис. 7.6) с гидравлическим приводом обеспечивает выполнение следующих операций: отдачу и выбирание якоря при управлении с местного поста; дистанционную отдачу якоря с ходового мостика; швартовные операции с помощью турачки; автоматическое поддержание заданного натяжения швартовного каната барабаном.

Лебедка смонтирована на раме 15. Ее рабочий вал уложен в трех подшипниках скольжения в стойках 5 и приводится во вращение пластинчатым гидромотором 3 через одноступенчатый цилиндрический редуктор 4. Цепная звездочка 7 и швартовный барабан 11 выполнены заодно с тормозными шкивами и свободно посажены на вал, с которым могут соединяться кулачковыми муфтами 8 и 9. В свободном состоянии звездочка 7 и барабан 11 стопорятся ленточными тормозами 6 и 10 с маховиками управления 14 и 13. Турачка 12 сидит на валу на шпонке.

Управление лебедкой осуществляется рукояткой 2 ступенчатого изменения скорости и тягового усилия и рукояткой 1 реверса. Отдача якоря свободным травлением цепи происходит при выключенной муфте 8. Скорость отдачи регулируется ленточным тормозом 6, управляемым вручную или от гидропривода. Подъем якоря осуществляется гидромотором 3 при включенной муфте 8. Измерение длины вытравленной цепи производится устройством, состоящим из магнитов, установленных на звездочке, и датчика, смонтированного на раме. Датчик возбуждается движущимися магнитами. Его импульсы передаются на указатель, стрелки которого смещаются в направлении движения цепи. Большая стрелка фиксирует длину

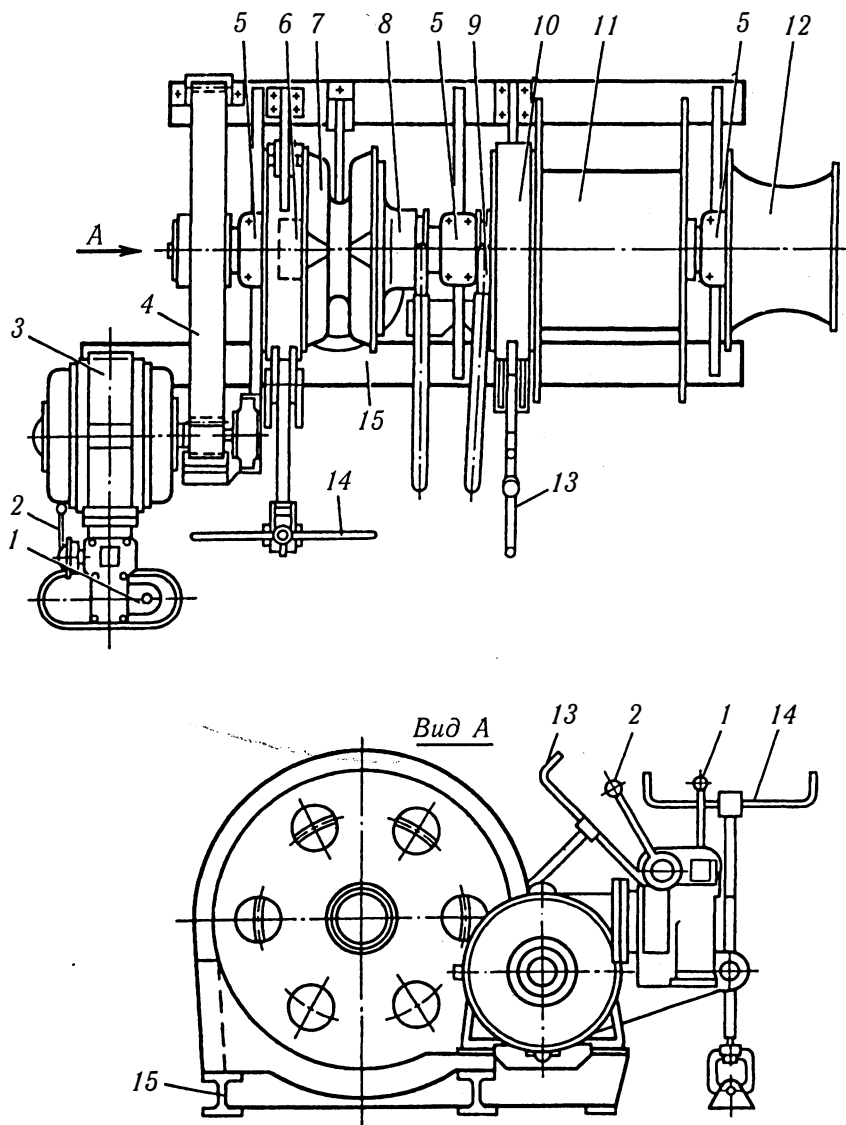


Рис. 7.6. Якорно-швартовная лебедка фирмы «Норвинч»

вытравленной цепи в метрах, малая — в смывках. При подготовке к действию необходимо проверить положение стрелок и при необходимости установить их на нуль.

*Дистанционное управление тормозом цепной звездочки с ходового мостика* осуществляется с помощью электрогидравлической системы (рис. 7.7), состоящей из шестеренного насоса 3 с фильтром 2 и предохранительным клапаном 1 на нагнетательном трубопроводе, золотникового распределителя 16 и гидромотора 7, который через редуктор 13 и муфту 12 с гидравлическим управлением приводит во вращение тормозной винт 10 с ходовой гайкой 11, воздействующей на рычаг 9. Верхняя позиция распределителя 16 соответствует зажатию тормоза 8. Масло из нагнетательного трубопровода поступает в направлении *Н—А* через редукционный клапан 5, понижающий давление с 3,0 до 1,9 МПа, к гидромотору 7. Путем снижения давления и крутящего момента гидромотора предотвращаются резкое торможение и перегрузка винта 10 под действием тормозного усилия. Через невозвратные клапаны 15 и редукционный клапан 14, понижающий давление до 1,5 МПа, масло поступает на включение муфты 12. Сливная полость гидромотора 7 соединяется через распределитель 16 в направлении *Б—С* со всасывающим трубопроводом насоса 3. При торможении давление в напорном трубопроводе резко возрастает. Полной затяжке тормозной ленты соответствует давление 4,5 МПа, при котором реле давления 4 размыкает контакты цепи управления распределителя 16, который пружиной устанавливается в среднюю позицию, соединяя отводы *А* и *Б* с всасывающим трубопроводом насоса 3. При падении давления в напорном трубопроводе происходит выключение муфты 12. Скорость ее выключения регулируется дроссельными клапанами 15.

Нижняя позиция распределителя 16 соответствует отжатию тормоза. Масло поступает к гидромотору в направлении *Н—Б* и отводится через невозвратный клапан 6 и распределитель 16 в направлении *А—С* к насосу 3. Дроссельно-невозвратные клапаны 17 служат для регулирования частоты вращения гидромотора и тормозного винта 10, которая должна составлять 20 оборотов за 10 с при затягивании тормоза и 15 оборотов за 10 с при его отдаче. Благодаря наличию дроссельных клапанов 17 на нагнетательном трубопроводе происходит включение муфты 12 до разгона гидромотора 7. При изменении направления вращения винта 10 и реверсировании гидромотора 7 на затяжку тормоза в напорном трубопроводе кратковременно резко возрастает давление. Для того чтобы предотвратить в этот

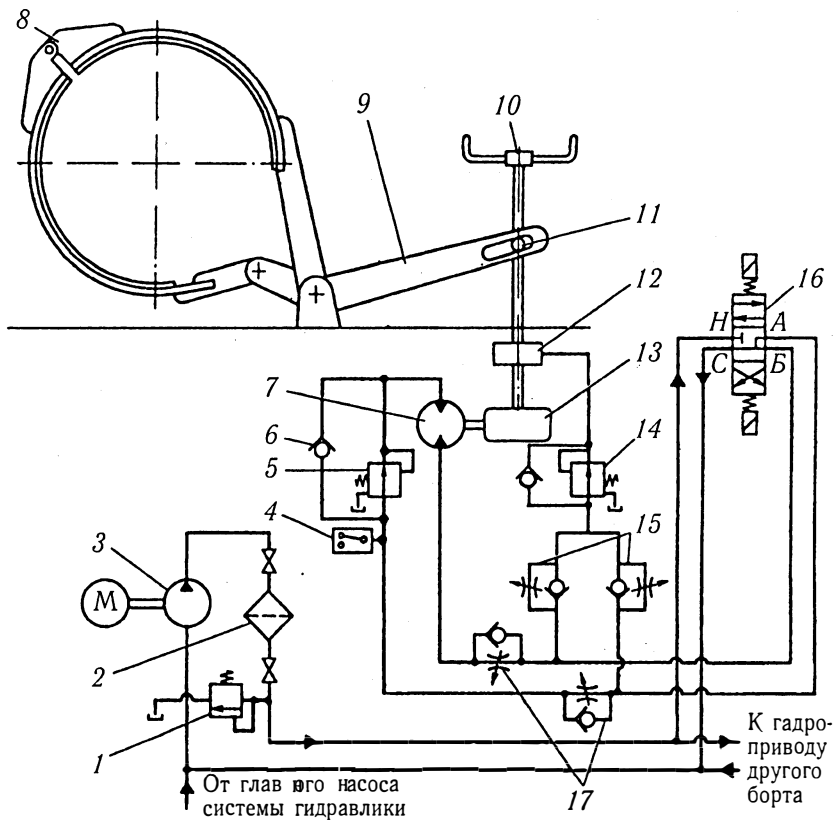


Рис. 7.7. Схема гидравлической системы тормозного устройства якорно-швартовой лебедки фирмы «Норвинч»

период выключения распределителя 16 под действием реле давления 4, в цепи управления установлено реле времени.

## 7.2. Швартовые машины

Швартовые операции и удержание судна у причального сооружения обеспечиваются швартовыми машинами, входящими в состав швартового устройства. По типу привода швартовые машины делят на электрические и гидравлические.



**Швартовные шпиль.** Шпиль — это швартовная машина с вертикальным барабаном, дающим возможность принимать горизонтальный швартовный канат с любого направления. Шпиль устанавливаются на судах любых размеров и назначений для выбирания стальных, растительных и синтетических канатов. Шпиль обычно имеют две или три скорости выбирания швартовного каната — малую, нормальную и наибольшую. Это позволяет варьировать тяговые усилия и продолжительность работы. Швартовный шпиль имеет автоматический нормально замкнутый тормоз с устройством для ручного растормаживания (для безопасного выполнения работы). При прекращении подачи энергии к приводному двигателю тормоз способен удерживать барабан в неподвижном состоянии при действии в канате статического усилия, равного не менее 1,5 номинального тягового усилия шпиля.

Наиболее распространены *двухпалубные электрические шпили* (рис. 7.8). Вертикально расположенный двигатель 3 смонтирован на корпусе 4 круглого в плане редуктора. В отличие от механизма с горизонтальным электродвигателем и червячным редуктором такое решение позволяет применить цилиндрический редуктор и повысить КПД передачи. Промежуточный баллер шпиля соединен с баллером 2 швартовного барабана 1 и вертикальным валом редуктора с помощью фланцевых муфт. Характерные неисправности шпилей приведены в табл. 7.1.

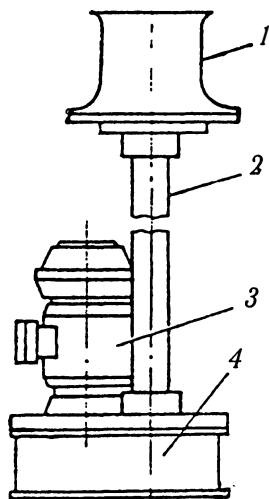


Рис. 7.8. Швартовный шпиль

Таблица 7.1

## Неисправности шпилей и их устранение

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Повышение вибрации при работе шпиля	Расцентровка электродвигателя с редуктором	Проверить центровку соединительной зубчатой муфты, привести в норму излом и смещение
Внезапная остановка шпиля	Прекращение подачи электроэнергии	Проверить подачу питания к электродвигателю
	Неисправность в цепи питания электродвигателя	Проверить цепь питания по участкам и устранить неисправность
Отказ ленточного тормоза	Износ облицовки лент	Заменить облицовку
	Большой радиальный зазор между лентой и шкивом	Отрегулировать зазор
	Попадание масла на облицовку ленты (колодки)	Ленту (колодку) снять, облицовку и шкив промыть бензином и просушить
	Задевание тормоза за реборду шкива	Отрегулировать тормоз
Нагрев ленточного (колодочного) тормоза при включении	Недостаточный радиальный зазор между лентой (колодкой) и шкивом	Отрегулировать зазор
	Задевание тормоза за реборду шкива	Отрегулировать тормоз
Повышенный нагрев подшипников редуктора	Недостаточность смазки	Проверить уровень масла в редукторе, при необходимости долить
	Засорение маслоподводящих каналов	Очистить каналы
Продолжение работы двигателя при переводе рукоятки управления в положение «стоп»	Нарушение цепи питания реле дистанционной остановки	Проверить цепь питания реле по участкам и устранить неисправность
	Неисправность контакта реле дистанционной остановки	Зачистить контакт

**Швартовные лебедки.** Лебедка служит для выбирания швартовного каната с заданной скоростью как под нагрузкой, так и без нагрузки, удерживания при отключенном приводе ленточным тормозом швартовного каната, натяжение которого равно 0,3 его разрывной нагрузки, обеспечения травления ненагруженного каната при отключенном от основного привода барабане.

Швартовные лебедки делят на автоматические и неавтоматические.

*Автоматическая лебедка* должна: поддерживать в автоматическом режиме натяжение швартова в заранее заданных пределах; при работе в неавтоматическом режиме иметь характеристики, такие же, как и характеристики *неавтоматической лебедки*. По сравнению с традиционными швартовными машинами применение швартовых лебедок позволяет сократить количество подаваемых канатов и использование ручного труда.

На рис. 7.9 изображена электрогидравлическая автоматическая швартовная лебедка ЛЭГША-6. Она состоит из следующих элементов: двухступенчатого цилиндрического редуктора 1, стойки 5, соединенных фундаментной рамой 7; силовыми элементами лебедки являются два аксиально-поршневых гидромотора 9; исполнительными — барабан 4 и турачка 10; для укладки каната применены канатоукладчики 3 и 8; защитными устройствами у нее служат кожух 2 и ролик ограждения 6, с помощью трапа 14 обеспечен доступ к смотровым лючкам.

На наружную сторону стойки лебедки 5 выведены маховики механизмов управления. Маховик 15 используется для разобщения барабана и турачки с грузовым валом. Маховиком 11 можно вручную приводить в действие ленточный тормоз. Рукоятки 13 служат для выключения и включения в работу кареток канатоукладчиков, а маховики 12 — для установки их против свободного конца каната. Здесь же установлен механизм задания допустимой длины вытравливаемого каната, снабженный звуковой и световой сигнализацией.

Ненагруженный канат лебедка выбирает со скоростью 0,87 м/с, при нагрузке скорость — 0,4 м/с.

С помощью турачки канат выбирается со скоростью 0,03...0,5 м/с.

Лебедка устанавливается на верхней палубе и снабжена постами управления на левом и правом бортах судна. Гидравлический привод лебедки размещается в отдельном помещении под палубой.

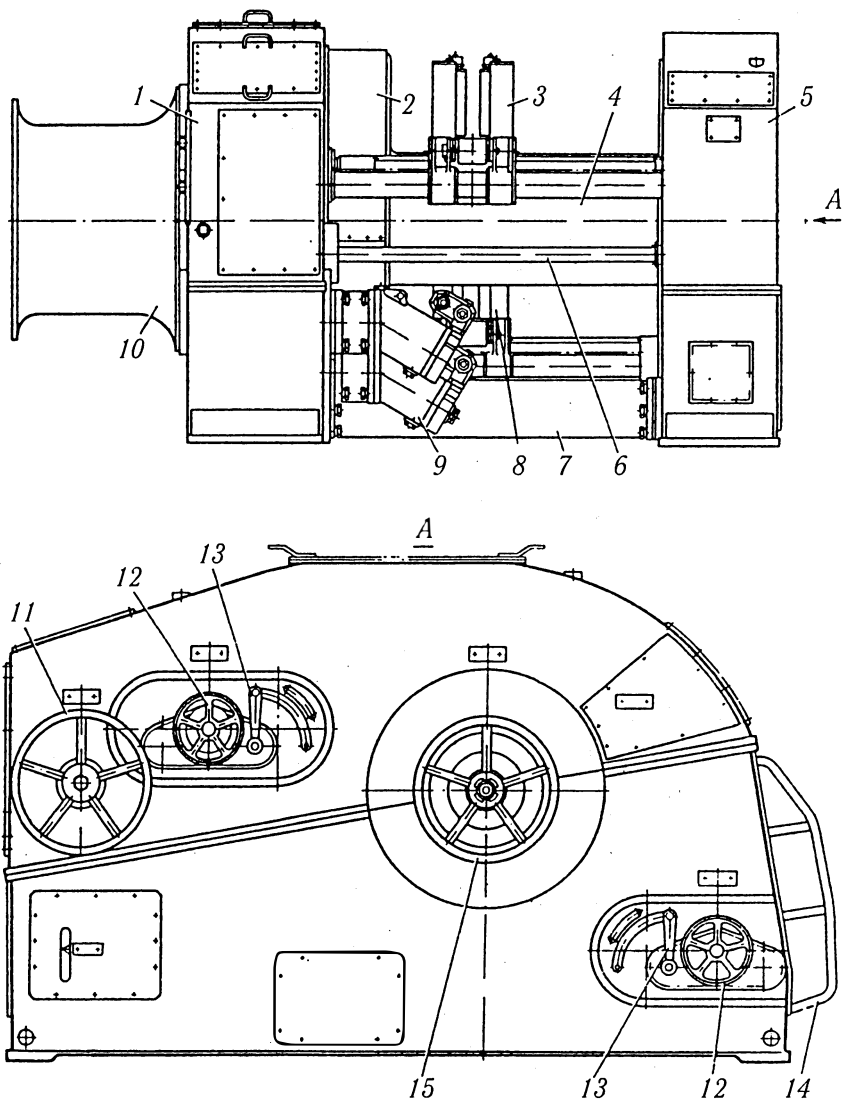


Рис. 7.9. Автоматическая швартовная лебедка ЛЭГША-6

Гидросхема привода лебедки изображена рис. 7.10.

В схеме применены следующие обозначения: Н — насос, М — гидромотор, ПБ — пневмобак, ГА — пневмогидроаккумулятор, РД — реле давления.

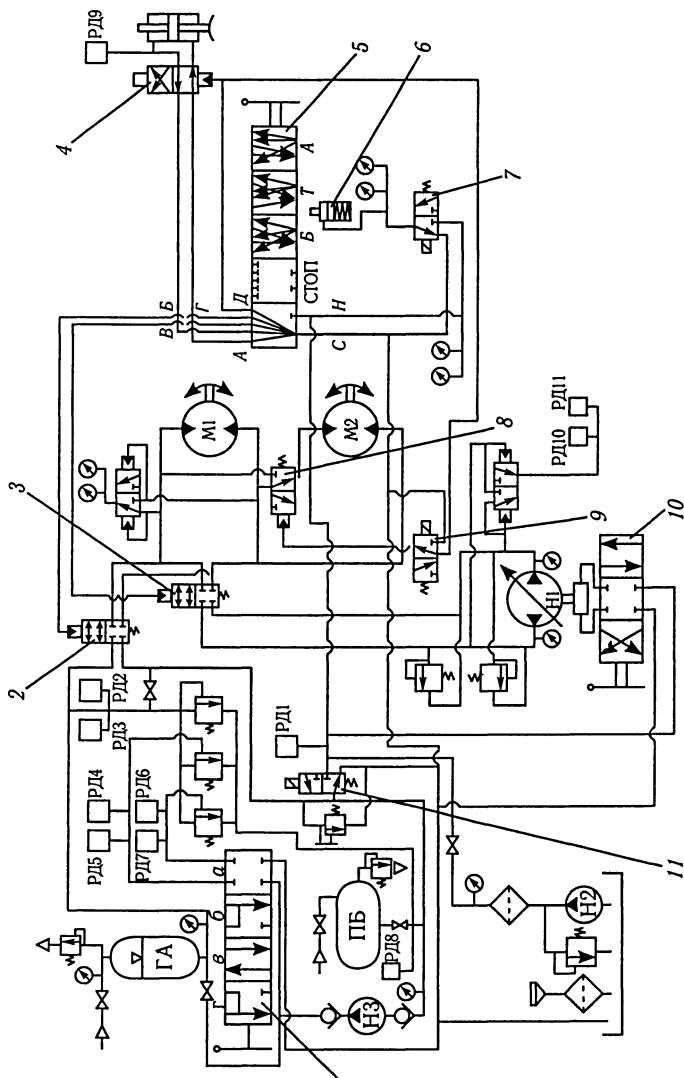


Рис. 7.10. Гидросхема лебедки ЛЭГША-6

Слева внизу на схеме изображена насосная станция системы управления и подпитки. Станция состоит из бака, открытого на атмосферу, насоса Н2 постоянной подачи. Бак снабжен заливным фильтром. На нагнетании насос оснащен перепускным клапаном, поддерживающим в системе постоянное давление, фильтром, манометром и секущим клапаном. Для заливки масла в корпус насоса Н1 самотеком применен перепускной трубопровод.

Пневмобак ПБ подключен к судовой системе сжатого воздуха и имеет защиту от перегрузки по давлению воздуха и давлению масла. Предохранительные клапаны показаны справа от ПБ. В пневмобаке давление масла поддерживается постоянным. Подкачка масла в ПБ осуществляются насосом Н2 через распределитель 11 по сигналам РД1 и РД8. Для контроля за давлением в ПБ используется манометр, показанный слева. Отключение ПБ выполняется секущим клапаном. На схеме он изображен под ПБ.

Насос Н3 предназначен для поддержания постоянным давления в ГА. Для предотвращения перетечки масла через остановленный Н3 применены два обратных клапана. Ниже ГА изображен четырехпозиционный четырехходовый распределитель с ручным управлением, с помощью которого устанавливается определенный режим автоматического управления лебедкой. Справа от ГА размещена схема всех элементов гидроавтоматики, куда входят двухпозиционный четырехходовый гидроуправляемый распределитель 2, шесть РД и три перепускных клапана.

Гидромоторы М1 и М2 при выполнении швартовых операций приводятся в действие с помощью насоса Н1. Рабочий контур при таких операциях образуется аксиально-поршневым насосом регулируемой подачи Н1 параллельно включенными аксиально-поршневыми гидромоторами М1 и М2 и гидроуправляемыми распределителями 3 и 8. Для защиты от перегрузок в контуре есть два предохранительных клапана. В этом контуре постоянно действует гидромотор М1. Гидромотор М2 включается параллельно с М1 при нагрузке выше 40 кН по сигналу РД11. По этому сигналу срабатывают сначала распределитель 3, затем распределитель 8, включающий М2 в параллель гидромотору М1. При нагрузке меньше 40 кН срабатывает реле РД10 и выполняется переключение гидромотора М2 «на себя».

Так действует гидропривод лебедки при выборе каната с нагрузкой. При отдаче каната нагрузка мала и гидромотор М2 включен «на себя».

В описываемом режиме управление насосом Н1 производится распределителем 10, подключенным к системе управления. Такое управление возможно только после постановки на заданный режим переключателя режимов 5. При действии распределителем 10 срабатывает конечный выключатель, по его сигналу срабатывают распределитель 7 и стопор 6. Так блокируется переключатель режимов 5. Чтобы выполнить переключение необходимо распределитель 10 поставить на «стоп».

Переключатель режимов — пятипозиционный семиходовый распределитель с ручным приводом и блокировкой стопором 6.

Левая позиция распределителя предназначена для слива масла из системы управления. На этой позиции выполнены буквенные обозначения всех ходов распределителя.

Через ход С осуществляется слив масла в бак. По ходу Н выполняется подача масла от насоса в систему управления. Ход А предназначен для растормаживания лебедки и подачи масла к распределителю 9. Через ход Д масло подается для растормаживания лебедки. Ход Г используется при переводе лебедки на автоматический режим работы.

Для остановки лебедки используется позиция «стоп».

Позиция Б используется на швартовных операциях при подаче каната с барабана. В этой позиции ходы задействованы следующим образом: подключены к насосу ходы Д, В и А; ходы Б, Г включены на слив. Распределитель 3 соединяет насос Н1 с гидромоторами М1 и М2, тормоз растормаживается и барабаном лебедки управляют насосом Н1 вручную.

Позиция Т, когда подают дополнительные канаты с турачки предусматривает следующие подключения: на слив включаются ходы А и Г, ходы Д, В, Б подключаются к насосу. В этом случае распределитель 3 соединяет насос с моторами, а барабан затормаживается. Режим управления турачкой аналогичен режиму управления барабаном вручную.

Для работы лебедки в автоматическом режиме с удержанием судна у причала натянутыми канатами устанавливают режим А. В этом режиме масло насосом подается в ходы Д, Г, А; к сливу подключаются ходы Б и В. В этом режиме барабан расторможено, насос Н1 отключен, распределителем 2 включен в работу на гидромотор М1 блок питания с гидроаккумулятором ГА и пневмобаком ПБ.

Блок питания в автоматическом режиме предназначен для автоматизации изменения длины канатов при переменной осадке судна и для регенерации энергии с помощью пневмоблока.

Блок питания может работать с разным натяжением канатов: 200, 130 и 80 кН. Для этого распределитель 1 ставится в позиции б, в и г. При позиции б остаются в работе реле давления 2 и 3 с их перепускным клапаном, отрегулированным на давление, соответствующее наибольшей нагрузке 200 кН. В позициях в и г в работе оказываются соответственно перепускные клапаны с реле 3—4 и 5—6, отрегулированными на меньшие давления.

При равенстве потребного давления давлению в гидроаккумуляторе канат не изменяет своей длины. Если из-за отхода судна от причала нагрузка увеличивается, то гидромотор переходит в режим насоса и под действием каната закачивает масло в пневмобак до достижения равенства давлений.

В период малой нагрузки, т.е. при ослаблении каната, масло из гидроаккумулятора поступает в гидромотор и натягивает канат. С помощью насоса НЗ в гидроаккумуляторе ГА поддерживается постоянное давление. Насос НЗ повышает давление от давления в ПБ до давления в ГА, используя энергию аккумулярованную в период работы гидромотора в режиме насоса.

В момент окончания вытравливания заданной длины каната срабатывает распределитель 4. Рабочей позицией в этом случае становится верхняя. Тормоз затормаживает барабан. Реле РД9 включает звуковую и световую сигнализации.

Контролируются режимы работы лебедки по манометрам в рабочем и вспомогательных контурах гидропривода.

При выводе лебедки из работы все рукоятки управления устанавливаются на «стоп», закрывают запорные клапаны на пульте управления, выключают электродвигатели насосов, перепускают масло из гидроаккумулятора в пневмобак, закрывают клапаны гидроаккумулятора, пневмобака, бака системы управления и подпитки, отключают электропитание лебедки.

При техническом обслуживании автоматической швартовной лебедки необходимо руководствоваться фирменной инструкцией.

**Параметры швартовных машин.** Нагрузка швартовной машины зависит от условий проведения швартовной операции, ее этапа. Усилия в швартовах, например, при сдерживании судна с помощью автоматических швартовных лебедок и при подтягивании судна лагом к причалу могут быть больше, чем во время стоянки.

Поэтому параметры швартовных машин должны быть такими, чтобы обеспечить подтягивание судна лагом к причалу при отжимном ветре силой до 6 баллов. Эти условия приняты в качестве



определяющих все параметры устройства: количество, длину и разрывное усилие швартовов и, следовательно, тяговое усилие и мощность привода швартовной машины. [Номинальное тяговое усилие швартовной машины любого типа Правилами Регистра устанавливается равным 1/3 от разрывного усилия швартова, которое указывается в таблице Регистра в зависимости от характеристики снабжения  $N_c$  судна. Привод швартовной машины должен обеспечивать непрерывное выбирание швартовного каната при номинальном тяговом усилии с номинальной скоростью в течение не менее 30 мин. Скорость выбирания швартовного каната на первом слое навивки каната на барабан при номинальном тяговом усилии должна быть 18 м/мин. При расчетном режиме работы швартовной машины ее привод должен обеспечивать в течение 15 с тяговое усилие, вдвое большее номинального.

Швартовный канат на барабане механизма удерживается силой трения. Для создания силы трения в сбегавшем конце швартова необходимо прикладывать усилие примерно равное 150 Н.

Момент на барабане швартовной машины

$$M_{\text{ном}} = (T - T_{\text{ш}}) \left( R + \frac{d}{2} \right),$$

где  $T$  — номинальное тяговое усилие, Н;  $T_{\text{ш}}$  — усилие на сбегавшем конце швартова, Н;  $R = (8 \div 10)d$  — радиус швартовного барабана, м;  $d$  — диаметр троса, м.

Двигатель машины выбирают по номинальному моменту и номинальной частоте выхода с учетом всех потерь.

Ниже приведены основные правила технического обслуживания швартовых устройств.

В процессе эксплуатации машины подвергаются изнашиванию. Регулярное проведение технических освидетельствований (ТО) и текущих ремонтных работ уменьшает интенсивность изнашивания и вероятность отказов. ТО включают наружные осмотры с вскрытием механизмов и замерами износов, ремонтные работы, опробование в действии и испытания. Объем освидетельствования регламентируется по срокам правилами эксплуатации и техническими руководствами. ТО проводятся ежедневно, еженедельно, ежемесячно, один раз в 5 или 6 мес. и каждые 1, 2 и 4 года.

Один раз в 4 года производится *очередное освидетельствование* Регистром, в результате которого составляется Акт, являю-

щийся основанием для выдачи классификационного свидетельства. Свидетельство подтверждается ежегодным освидетельствованием машин судна инспектором Регистра с составлением Акта.

*Внеочередное освидетельствование* производится Регистром в случае аварии.

При выполнении ежедневного ТО якорно-швартовых машин проверяют, нет ли посторонних предметов в зоне действия и вблизи движущихся частей. Наружным осмотром убеждаются, нет ли трещин и протечек масла, в исправном состоянии барабанов, тормозных устройств, элементов управления. Удаляется грязь с поверхностей механизмов, возобновляется смазка на рабочих поверхностях. Ежедневное ТО осуществляется в процессе несения вахты и выполнения работ по заведованиям.

Ежедневно проверяется состояние крепежных соединений машин, подверженных ослаблению в процессе вибрации, и выполняется их подтягивание.

При подготовке машин к действию и еженедельных ТО осуществляется проверка их работы на холостом ходу, поочередно включаются режимы «травить» и «выбирать» на всех регламентируемых скоростях.

При всех ТО, начиная с еженедельного, выполняются осмотр и проверка тормозных устройств. При замасливание фрикционных лент, накладок и тормозных шкивов они промываются, а при износе фрикционные элементы заменяются. Для их крепления используются медные заклепки. Равномерный зазор между тормозным шкивом и лентой устанавливается с помощью регулировочных винтов. По мере изнашивания ленты регулируется степень ее затяжки. Привод тормоза должен иметь легкий ход. Заедания свидетельствуют о его износе, механических повреждениях, недостаточном смазывании.

### **Правила технического использования**

*Для обеспечения безопасности* при эксплуатации якорно-швартовых машин необходимо соблюдать следующие правила.

1. 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.

2. Перед включением машины следует убедиться в следующем: пуск не угрожает безопасности людей. Для этого 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 помехи, препятствующие пуску.

3. Перед работой машины опробовать ее на холостом ходу, при этом следует убедиться, что цепная звездочка разобрана.

4. Пуск машины выполняется только по команде лица, руководящего якорно-швартовными операциями.

5. Оператор при отдаче якоря должен быть в защитных очках.

6. Накладывать на барабан 3—4 шлага растительного каната и возможно большее число шлагов синтетического. Во время работы не допускать слабину и малого числа шлагов на барабане.

7. Запрещается:

находиться на линии движения якорь-цепи и швартовного каната или вблизи от них; прикасаться к вращающимся частям машины; 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.

8. При пробуксовывании каната на барабане машину следует остановить и наложить дополнительные шлаг.

### 7.3. Грузоподъемные машины

**Электрогидравлические краны.** В отечественных электрогидравлических кранах механизмы подъема и поворота имеют индивидуальные гидроприводы объемного регулирования с закрытыми системами питания. Изменение вылета стрелы осуществляется гидроприводом с открытой системой питания и аксиально-поршневым насосом постоянной подачи. Система управления и подпитки получает питание от пластинчатого насоса. Давление в гидроприводе равно 16 МПа, а в системе управления — 2,5 МПа.

Насосы гидроприводов механизмов крана приводятся в действие электродвигателем. Они размещены внутри масляного бака вместе с фильтрами, трансмиссией и подогревателем. В качестве двигателей в гидроприводах использованы высокомоментные радиально-поршневые гидродвигатели. С помощью двухскоростного клапана в работу могут включаться восемь цилиндров либо четыре. Первое включение применяют на режимах больших нагрузок, второе — на режимах малых нагрузок.

Система управления и подпитки получает питание от насоса 37 (рис. 7.11). При отсутствии манипуляций по управлению краном масло при давлении 2,5 МПа, проходя через фильтр 36, пропускается перепускным клапаном 27 в бак через маслоохладитель 25. При этом в системе управления поддерживается указанное давление и система находится в готовности к действию. При увеличении сопротивления фильтра 36 срабатывает обратный клапан 35 и пропускает масло в систему управления краном.

Аксиально-поршневой насос 26 переменной подачи с сервоприводом гидропривода механизма подъема при отсутствии сигнала от системы управления работает с нулевой подачей, и его полости соединены через четырехходовой трехпозиционный распределитель двухскоростного клапана 15. Аналогичный аксиально-поршневой насос 33 механизма поворота в этот период также работает без подачи масла, и его полости соединены через двухпозиционный распределитель 11.

Аксиально-поршневой насос 39 постоянной подачи, обслуживающий механизм изменения вылета стрелы, работает с полной подачей, подавая рабочую жидкость через фильтр 40 и трехпозиционный распределитель 41 в масляный бак.

Управление краном осуществляется двумя рукоятками: управления механизмом подъема и совмещенного управления поворотом крана и изменения вылета стрелы.

Рукоятка поста управления механизмом подъема перемещается по пазу Н-образной формы. При перемещении рукоятки по поперечному пазу в ту или другую сторону задается возможная наибольшая скорость подъема или опускания груза, а перемещением рукоятки по продольному пазу на себя или от себя регулируется скорость подъема или опускания груза в пределах от нуля до наибольшей.

Рукоятка совмещенного управления поворотом крана и изменения вылета стрелы перемещается по крестообразному пазу. При перемещении рукоятки по поперечному пазу происходит поворот крана, а при перемещении по продольному пазу — подъем или опускание

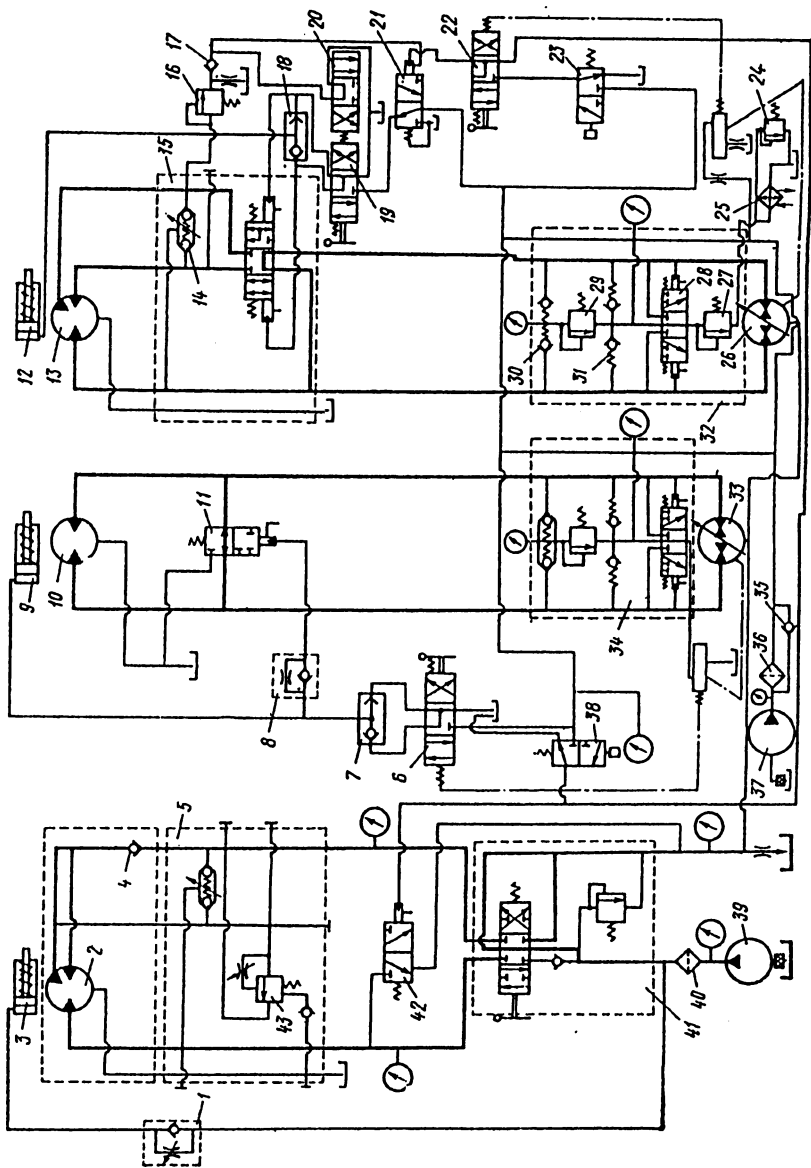


Рис. 7.11. Принципиальная схема гидропривода

стрелы. После поворота рукоятки управления механизмов подъема вправо или влево в крайнее положение перемещается золотник распределителя 19, и рабочая жидкость из системы управления через распределители 21 и 19 поступает к распределителю 15 двухскоростного клапана. После срабатывания этого распределителя насос подключается к гидродвигателю. С помощью челночного клапана 18 при любом подключении насоса производится растормаживание гидродвигателя 13 с помощью гидроцилиндра 12. Перемещение рукоятки по продольному пазу приводит к постепенному увеличению подачи насоса и, следовательно, к увеличению скорости груза.

В гидроприводе механизма подъема груза предусмотрены все виды защиты от перегрузок. Защита насоса осуществляется с помощью специального клапана 32. При повышении давления рабочей жидкости в одной из полостей насоса сверх допустимого срабатывает обратный клапан 30, перепуская рабочую жидкость через предохранительный клапан 29 в систему подпитки.

Аналогичная защита напорных полостей гидродвигателя осуществляется клапаном 14. При перегрузке гидропривода во время подъема груза при давлении на 5% менее давления регулирования клапанов 29 и 14 срабатывает предохранительный клапан 16. Слив рабочей жидкости через клапан 16 осуществляется с помощью дросселя, и в этой магистрали устанавливается давление, необходимое для срабатывания клапана 17. После срабатывания клапана 17 рабочая жидкость под давлением поступает к распределителю 20 и золотнику управления блокировочного распределителя 21. При включении распределителя 19 производится одновременное включение распределителя 20 и отключение сливного трубопровода, поэтому повышение давления за клапаном 17 приводит к срабатыванию блокировочного распределителя 21, отключению насоса от гидромотора и остановке гидродвигателя 13 под действием пружины гидроцилиндра 12.

Гидродвигатель останавливается и в том случае, если вытравлена предельная длина грузового шкентеля и гак лег на палубу. Под действием натяжного устройства срабатывает распределитель с кулачковым устройством 23, обеспечивая подвод рабочей жидкости из системы управления к распределителю 22. Под действием рабочей жидкости из системы управления срабатывает блокировочный распределитель 21, гидродвигатель останавливается. Остановка гидродвигателя производится также и в случае, если с помощью механизма подъема груза осуществляется подъем стрелы гакком, упирающимся в нок стрелы.

Рабочая жидкость из системы управления подается на блокировочный распределитель 21 после срабатывания распределителя 38 с кулачковым устройством, затем гидродвигатель 13 останавливается. Из схемы видно, что рабочая жидкость системы управления краном используется для управления серводвигателем насоса 26.

Система управления одновременно используется для подпитки всех гидроприводов крана. Например, подпитка системы гидромотора подъема груза при отключенном гидродвигателе осуществляется через клапаны 31, а избыток рабочей жидкости через клапан 27 направляется через охладитель в бак. При подъеме груза срабатывает левый клапан 31, избирательный распределитель 28, а избыток рабочей жидкости из системы подпитки пропускается через сливную магистраль гидропривода, унося часть нагретой в гидроприводе жидкости через клапан 27 в охладитель 25 и бак. При повышении давления перед охладителем срабатывает предохранительный клапан 24 и пропускает масло в сливной бак.

Для осуществления поворота крана с помощью гидродвигателя 10 рукояткой управления включается распределитель 6. После этого срабатывают челночный клапан 7, обратный клапан дросселя 8, распределитель 11 к гидроцилиндр тормоза 9. Дальнейшее перемещение рукоятки приводит к увеличению подачи насоса и скорости поворота крана. Защита гидропривода и подпитка системы осуществляются специальным клапаном 34, аналогичным по принципу действия с клапаном 32. В гидроприводе механизма поворота не наблюдается значительного нагрева рабочей жидкости, поэтому в клапане 34 не предусмотрен перепуск масла в охладитель 25.

Для подъема стрелы золотник распределителя 41 рукояткой устанавливают в крайнее левое положение. Рабочая жидкость, открывая обратный клапан, поступает по правой магистрали через уравнивающий клапан 5, обратный клапан 4 в гидродвигатель 2. По мере повышения давления в напорной магистрали увеличивается давление в гидроцилиндре тормоза 3. После растормаживания осуществляется подъем стрелы. Перемещение золотника распределителя в противоположное направление позволяет осуществлять ее опускание. В этом случае рабочая жидкость подается в гидродвигатель насосом по левой магистрали, а слив осуществляется через уравнивающий клапан 43, отрегулированный на давление в сливной магистрали 13 МПа. Такое давление необходимо для удержания максимального груза и стрелы в поднятом состоянии. При опускании стрелы без груза это давление создается насосом, а при опускании стрелы

с максимальным грузом давление создается грузом, насос развивает давление, необходимое только для отжатия тормоза.

Уравновешивающий клапан выполняет функции предохранительного клапана по защите гидродвигателя от перегрузки. В гидросистеме механизма изменения вылета стрелы предусмотрена защита от создания вылета более максимального. При достижении наибольшего вылета с помощью кулачкового привода срабатывает распределитель 38, а затем распределитель 42, соединяющий напорный трубопровод со сливом. Это приводит к уменьшению давления перед уравновешивающим клапаном и остановке гидродвигателя и стрелы.

Аналогичные защитные операции производятся при подъеме стрелы с помощью грузового шкентеля, т.е. при ослаблении топенанта. Обратный клапан с дросселем 1 служит для гашения гидравлического удара при растормаживании гидродвигателя и в то же время обеспечивает свободный слив из цилиндра при срабатывании тормоза.

В двоярных электрогидравлических кранах отечественной постройки, применяющихся на контейнеровозах, на общей платформе установлены два крана: ведущий и ведомый. Такие краны могут работать раздельно — каждый на свой гак и вместе на один гак. Гидросхемы этих кранов в основном аналогичны рассмотренным схемам. Для упрощения эксплуатации КЭГ и повышения уровня безотказности их гидроприводов по сравнению с рассмотренной конструкцией гидравлических кранов заменена гидравлическая защита крана на электрическую, в которой широко применены конечные выключатели различного назначения.

Расчет параметров. При известной грузоподъемности крана и скорости подъема груза мощность механизма подъема

$$N = \frac{F_{\text{гр}} v_{\text{гр}}}{\eta_{\text{мех}}},$$

где  $F_{\text{гр}}$  — усилие на грузозахватном элементе, соответствующее грузоподъемности крана с учетом массы ноковой подвески, кН;  $v_{\text{гр}}$  — скорость подъема груза, м/с;  $\eta_{\text{мех}}$  — полный КПД механизма подъема.

Для выбора мощности привода механизма поворота крана определяют момент сил сопротивления повороту

$$M_{\text{с}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{в}} + M_{\text{кр}} + M_{\text{а}}.$$



Момент трения в опорных конструкциях крана

$$M_{\text{тр}} = f \frac{D_1}{2} \left( Q_1 + \frac{4,4M_{\text{опр}}}{D_1} + 2,2R_3 \operatorname{tg} \alpha_3 \right),$$

где  $f$  — коэффициент трения качения;  $D_1$  — диаметр окружности качения, м;  $Q_1$  — осевая сила, действующая на подшипник, кН;  $M_{\text{опр}}$  — опрокидывающий момент, кН·м;  $R_3$  — радиальная сила, кН;  $\alpha_3$  — угол контакта в зубчатом зацеплении механизма поворота, град.

Момент, вызванный действием ветра,

$$M_{\text{в}} = \rho_{\text{в}} S_{\text{с}} l_{\text{п}} \sin^2 \varphi + \rho_{\text{в}} S_{\text{г}} r_{\text{г}} \sin \varphi,$$

где  $\rho_{\text{в}}$  — ветровое давление, кПа;  $S_{\text{с}}$  — боковая площадь парусности стрелы с учетом ее формы, числа балок, расстояния между ними, м<sup>2</sup>;  $l_{\text{п}}$  — отстояние центра парусности стрелы от оси поворота крана, м;  $S_{\text{г}}$  — площадь парусности груза, м<sup>2</sup>;  $r_{\text{г}}$  — отстояние центра парусности груза от оси поворота крана, м;  $\varphi$  — угол поворота крана, град.

Момент сопротивления от крана

$$M_{\text{кр}} = (F_{\text{гр}} r_{\text{г}} + Q_1 r_1) \sin \theta \sin \varphi,$$

где  $\theta$  — угол крана, град.

Момент, вызванный отклонением грузового шкентеля в связи с раскачиванием груза,

$$M_{\alpha} = F_{\text{гр}} r (1,2\omega/g\tau_{\text{р}})(\cos \varphi + \sin \varphi),$$

где  $r$  — расстояние от оси поворота крана до центра тяжести груза при наибольшем вылете стрелы, м;  $\omega$  — угловая скорость установившегося движения при повороте крана, рад/с;  $\tau_{\text{р}}$  — время разгона крана при повороте, с.

Момент на валу приводного двигателя механизма поворота

$$M_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{с}}}{i\eta},$$

где  $i$  — передаточное число;  $\eta$  — КПД зубчатой передачи механизма поворота.

Момент сопротивления подсчитывают как средний квадратичный момент, действующий на кран при его повороте на 90° от диаметральной плоскости судна:

$$M_{\text{с}} = \left( \frac{1}{6} \right) \sqrt{\sum_{i=0}^9 (M_{\text{с}i} + M_{\text{с}i+1})^2}.$$

Весьма важным элементом любого силового механизма крана является устройство, с помощью которого осуществляется торможение. Момент торможения

$$M_{\tau} = \eta^{2k} \bar{K}_{\tau} M_{кр},$$

где  $\eta$  — КПД шкивов, в которых запасован канат;  $k$  — число шкивов;  $\bar{K}_{\tau}$  — коэффициент запаса торможения.

Для механизма подъема  $\bar{K}_{\tau} = 1,5$ , механизма изменения вылета стрелы  $\bar{K}_{\tau} > 2$ , для механизма поворота коэффициент  $\bar{K}_{\tau}$  является в каждом конкретном случае предметом рассмотрения Регистром.

Наиболее распространены ленточные тормозные устройства. Окружное усилие в ленточном тормозе

$$F = \frac{2M_{\tau}}{D_{\tau}},$$

где  $D_{\tau}$  — диаметр тормозного шкива, м.

Натяжение в сбегавшем и набегающем концах ленты

$$F_{сб} = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_{нб} = F_{сб} e^{f\alpha},$$

где  $e$  — основание натурального логарифма;  $f$  — коэффициент трения ленты по тормозному шкиву;  $\alpha$  — угол охвата лентой тормозного шкива (обычно  $\alpha = 130 \div 140^{\circ}$ ).

Давление в тормозе

$$p = \frac{2F}{B_{л} D_{\tau}},$$

где  $B_{л}$  — ширина тормозной ленты, м.

### *Контрольные вопросы и задания*

1. Какие существуют якорно-швартовые устройства и машины, для чего они предназначены?
2. Что называется характеристикой снабжения судна и для чего ее определяют?
3. На основании каких признаков различают якорные устройства?
4. Какие основные элементы входят в состав брашпиля и якорно-швартовой лебедки?

5. Какие элементы входят в состав швартовного устройства?
6. Что используют в качестве швартовов и каким качеством они должны обладать?
7. Какой режим работы является определяющим для якорной машины?
8. Что называется нагрузочной диаграммой якорной машины и для чего ее определяют?
9. От чего зависит нагрузка швартовной машины?
10. Какие требования Регистра предъявляются к якорно-швартовным машинам?
11. Каким гидроприводом оснащен отечественный поворотный кран?
12. Как определить мощность привода крана?
13. Как рассчитать основные размеры гидравлического цилиндра?
14. Назовите марки масел, применяемых в гидроприводе.
15. Как определить основные параметры насосной станции гидропривода?

## **7.4. Люковые закрытия трюмов и грузовые аппарели**

### **7.4.1. Люковые закрытия трюмов**

Люковые закрытия грузовых трюмов обеспечивают сохранность перевозимого груза и безопасность морских транспортных судов.

К люковым закрытиям предъявляются следующие требования:

- обеспечение непроницаемости судовых трюмов путем установки уплотнений и дренажных стоков;
- прочность, обеспечивающую выдержку нагрузки от ударов штормовых волн, деформаций корпуса судна и веса грузов, размещенных на самом закрытии;
- работоспособность при углах крена судна до  $8^\circ$  и дифференте до  $3^\circ$  при температурах воздуха от  $-30$  до  $+50^\circ\text{C}$ ;
- иметь минимальную массу, быть ремонтпригодными и технологичными;
- вызывать минимальные затраты труда на их обслуживание.

Коробчатая конструкция секций люковых закрытий состоит из набора, обшитого стальными листами.

По кинематическому признаку люковые закрытия подразделяются на:

— съемные (рис. 7.12, а), получившие распространение на контейнеровозах и лихтеровозах. С помощью судовых или береговых кранов секции отделяются от комингса и переставляются обычно на соседний люк или причал;

— шарнирно-откидные, являющиеся наиболее распространенными на морских судах. Эти закрытия бывают одно-, двух- и многосекционными с открытием на одну (рис. 7.12, в) или две стороны (рис. 7.12, б). Общий вид четырехсекционного шарнирно-откидного закрытия показан на рис. 7.13;

— откатываемые, секции которых при открывании люка перемещаются на катках за пределы комингса и складываются там в вертикальном или горизонтальном положении (рис. 7.12, г). Секции соединяются между собой цепями или жесткими тягами. Общий вид откатываемого закрытия с жесткими тягами показан на рис. 7.14.

Фрагмент откатываемого закрытия с цепным приводом показан на рис. 7.15. Бесконечная цепь 2 приводится в действие гидромоторами и движется в своих направляющих роликах 1. Она замыкается соединителем 6, установленным на ведущей секции закрытия.

Для возможности движения по комингсу ведущая секция оборудована с каждой стороны двумя опорными роликами 5, ведомые секции — по одному. Передача усилия на ведомые секции при перемещении ведущей осуществляется толкателями 4, жестко соединенными с осями опорных роликов и шарнирно с ведомыми секциями. Выдвигаясь за поперечный комингс трюма каждая секция вкатывается своими балансирными роликами 7 на расположенные за ним направляющие конструкции, поворачиваются, занимая одна за другой вертикальное положение.

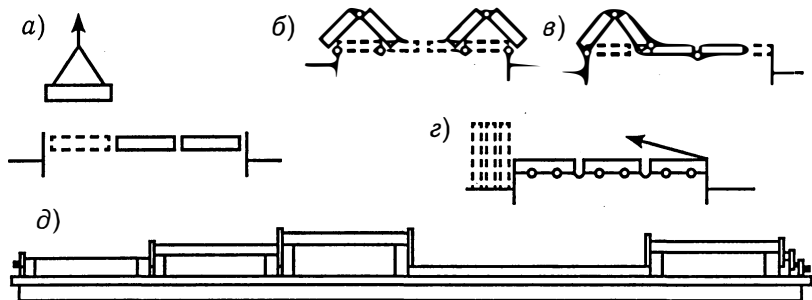


Рис. 7.12. Люковые закрытия

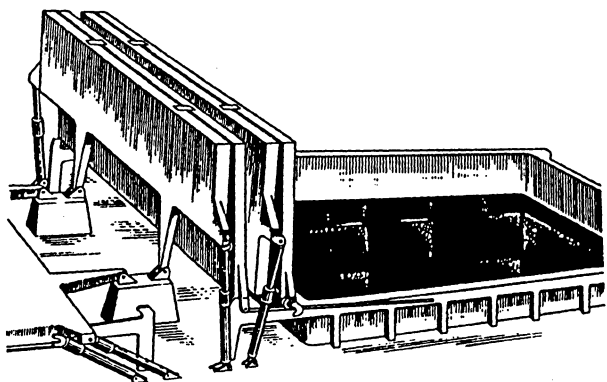


Рис. 7.13. Общий вид четырехсекционного шарнирно-откидного закрытия

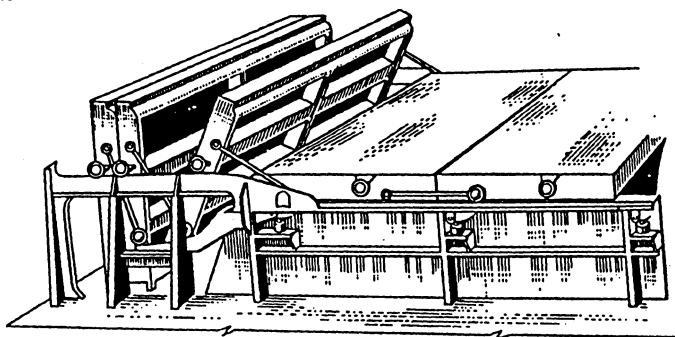


Рис. 7.14. Откатываемые люковые закрытия

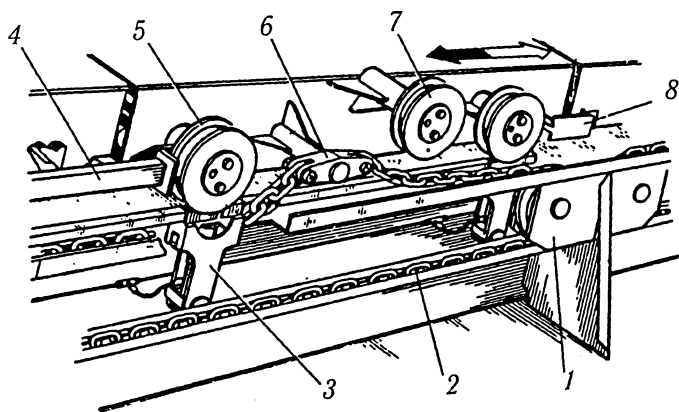


Рис. 7.15. Многосекционное откатываемое люковое закрытие

При закрывании люка секции движутся в обратную сторону до упора  $\delta$ , который останавливает ведущую секцию. При этом ведомые секции по инерции самоуплотняются межсекционными уплотнениями. Затем секции опускаются с помощью гидравлических домкратов  $3$  и уплотняются по периметру комингса. Эти же домкраты поднимают секции перед началом открытия трюма. Привод домкратов осуществляется от гидросистемы, либо от ручного переносного насоса;

— сдвигаемые. Секции этих закрытий смещаются, не опираясь на катки. Они перемещаются по направляющим комингса, надвигаясь одна на другую, в диаметральной плоскости судна или к бортам (рис. 7.12,  $\delta$ ). Сдвигаемые закрытия используют для люков внутренних палуб, а также в качестве платформ для легковых автомобилей на судах с горизонтальной обработкой грузов. Показанное на рис. 7.16 сдвигаемое люковое закрытие состоит из секций  $1$  листового профиля, связанных между собой тягами  $6$ . Эти тяги могут перемещаться по штангам  $2$ .

Регулировочными гайками  $8$  можно обеспечить незначительное изменение длины тяги  $6$ . Только ведущая секция оборудована катками  $4$ . На ней же установлена лебедка  $3$ , посредством которой секции собираются в пакет. Установленные на каждой секции стопоры  $7$  входят в зацепление с зубчатыми скользящими рейками  $5$ . Полиспаст  $9$  поворачивает пакет секций в вертикальное положение;

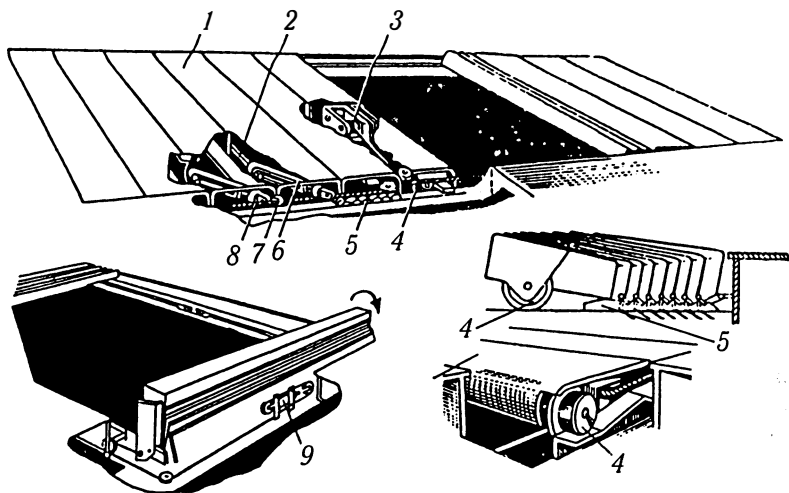


Рис. 7.16. Сдвигаемые люковые закрытия

— наматываемые закрытия. Состоят из шарнирно соединенных секций. При открывании люка они наматываются или на ось, или на соответствующей конфигурации барабан, или на одну из секций. На рис. 7.17 показаны варианты конструкций многосекционных наматываемых закрытий. Здесь секции второго и последующих витков имеют последовательно возрастающую длину, что позволяет укладывать их в несколько слоев.

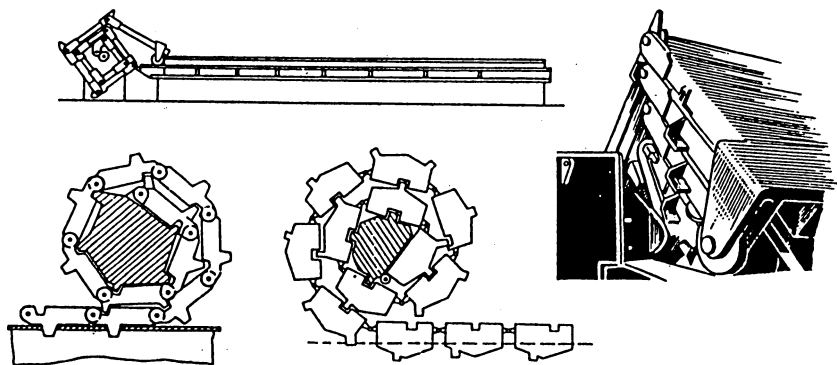


Рис. 7.17. Наматываемые люковые закрытия

Люковые закрытия приводятся в действие электрическим, гидравлическим или канатным приводом от грузовых устройств.

Расчеты приводов состоят в определении усилий и моментов, необходимых для перемещения закрытий. В основном эти расчеты выполняют с помощью статических методов для условий работы люковых закрытий у причала. Динамические нагрузки от качки судна учитываются для случаев работы закрытий в море. Исходными данными для расчета приводов закрытий являются: собственная масса люкового закрытия, усилия обжатия уплотнительных прокладок и ветровая нагрузка. В расчетах учитывают крен, дифферент и седловатость палубы судна. Порядок расчета сил и моментов, возникающих при работе закрытия, зависит от его типа и кинематической схемы.

При эксплуатации люковых закрытий в целях устранения дефектов и предупреждения возможных отказов требуется обязательная проверка их технического состояния.

Опорные 5, балансирующие 7 и направляющие 1 ролики (рис. 7.15) необходимо расхаживать, удаляя продукты коррозии смесью керосина с машинным маслом, после чего обязательно смазать. Непроворачиваемость опорных роликов приводит к их скольжению по комингсу, что в свою очередь вызывает искрообразование и критическую ситуацию при наличии в трюмах опасных грузов. Необходимо также смазывать петли, шарниры и резьбовые соединения, вовремя пополнять пресс-масленки.

Натяжение приводных цепей 2 (рис. 7.15) регулируют с целью упреждения их провисания и перекручивания. Износ цепи не должен превышать 10% первоначального диаметра ее звена. Приводные канаты с повреждением 10% проволок по длине, равной восьми диаметрам, а также канаты с оборванной прядью подлежат замене. Сращивание канатов также запрещается. Во избежание обрыва каната при работе с откатываемыми закрытиями на барабан лебедки заводят 3—4 шлага без крепления. При эксплуатации шарнирно-откидных закрытий канат вначале закрепляют на барабане лебедки, а затем уже заводят на него 5—6 шлагов. Эти мероприятия исключают проскальзывание каната и падение секций. Если во время закрытия трюма возникает провисание приводного каната, то лебедку останавливают, выявляют и устраняют причину провисания. Канат можно травить тогда, когда секции застопорены. Отпускают стопоры только при натянутом канате.

В результате изнашивания, большой остаточной деформации и местных вырывов уплотнительной резины секций крышек приходится делать замену ее поврежденных участков. Эти участки вырезаются под углом  $45^\circ$  и, после зачистки и обезжиривания укладочного паза, заменяют новым участком уплотнительной резины с помощью клея.

Уплотнительный комингс трюмов часто имеет повреждения в виде забоин от ударов грейфера, глубокие натирания от стальных тросов, деформацию, коррозионное разрушение. Забоины и натирания наплавляют с применением дуговой сварки и зачищают наждачным камнем. Деформированные участки нагревают и правят ударами кувалды. Коррозированные участки очищают и покрывают грунтовкой.



### 7.4.2. Грузовые аппарели

С развитием единых транспортных систем, важным элементом которых являются трейлеры и другие виды колесной техники, в морской практике появились суда с горизонтальным способом грузообработки.

К этим судам относят автомобильно-пассажирские паромы, специализированные и универсальные транспортные суда. Первые предназначены для перевозки пассажиров с их личными автомобилями и грузовых автомобилей с коммерческими грузами. Вторые используются для перевозки автомобилей и других видов колесной техники, отличающейся большой удельной погрузочной кубатурой. Универсальные суда перевозят генеральные грузы, контейнеры, трейлеры, автомобили, колесно-гусеничную технику, а также длиннономерные грузы и пакетированные лесоматериалы.

Перемещение груза на судах с горизонтальным способом грузообработки при погрузке и выгрузке, а также с палубы на палубу осуществляется с помощью аппарелей.

По назначению аппарели делятся на береговые, обеспечивающие транспортное сообщение судна с причалом, и внутрисудовые, посредством которых грузы перемещают с одной палубы на другую.

Береговые аппарели классифицируют: по размещению на судне — носовые, кормовые и бортовые; по ориентации относительно диаметральной плоскости судна — осевые, угловые; по типу привода — электрические, электрогидравлические и гидравлические; по типу конструкции — поворотные, телескопические, односекционные, многосекционные.

Внутрисудовые аппарели по назначению подразделяются на аппарели-подъемники и аппарели — закрытия грузовых помещений.

Общая схема устройств, обеспечивающих горизонтальную грузообработку автомобильно-пассажирского парома и универсального судна, показана на рис. 7.18. Носовая 2 и кормовая 7 аппарели паромных судов (рис. 7.18, а) обеспечивают сквозной проезд автомобилей. При этом закрытия кормовых грузовых проемов 6, 9 обычно откидываются вверх. Носовой проем парома закрывается еще и обтекателем 1 для обеспечения формы носовой оконечности судна. Багаж пассажиров, почтовые грузы доставляются внутрь судна вилочными автопогрузчиками по бортовым аппаратам 4 либо транспортерами через бортовые лацпорты 5. Подъемники 3 перемещают автомобили с палубы на палубу.

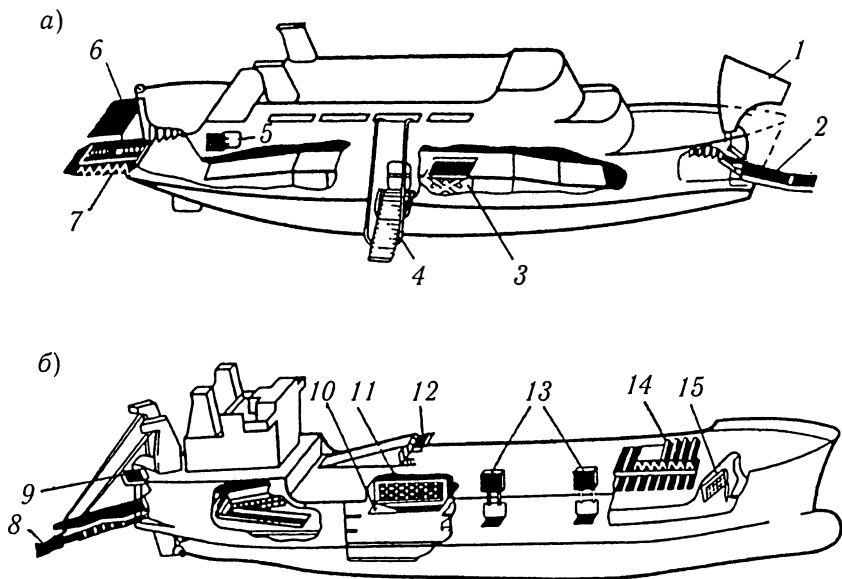


Рис. 7.18. Общая схема устройств для горизонтальной грузообработки судов

Заезд техники на универсальное транспортное судно (рис. 7.18, б) осуществляется по аппарели 8, а ее передвижение с палубы на палубу происходит по внутрисудовым аппаратам 10, палубный проем которых имеет закрытие 11. Перемещение грузов на верхнюю открытую палубу производится через выездные проемы, оборудованные герметизированными закрытиями 12, аппарели или пандусы. Поперечные переборки с герметично задранивающимися грузовыми проемами 15 обеспечивают непотопляемость судна. С помощью портовых кранов отдельные грузы доставляются на судно через обычные люки 14. Пакетированные грузы могут загружаться через бортовые лацпорты 13.

Общее устройство кормовой аппарели специализированного судна показано на рис. 7.19. Это угловая кормовая аппарель, состоящая из нижней секции 7, верхней секции 3 и опорного основания 1. В походном положении секции аппарели не складываются, и поэтому в отличие от складывающихся кормовых аппарелей других судов эта

аппарель не имеет специального межсекционного привода. Для изменения угла между секциями в процессе грузовых операций применяются гидравлические силовые цилиндры 5. Постановка аппарели «по-походному» осуществляется с помощью лебедок подъема. К опорным колоннам аппарель крепится посредством стопорных гаков 4. К опорным колоннам аппарель крепится посредством стопорных гаков 4.

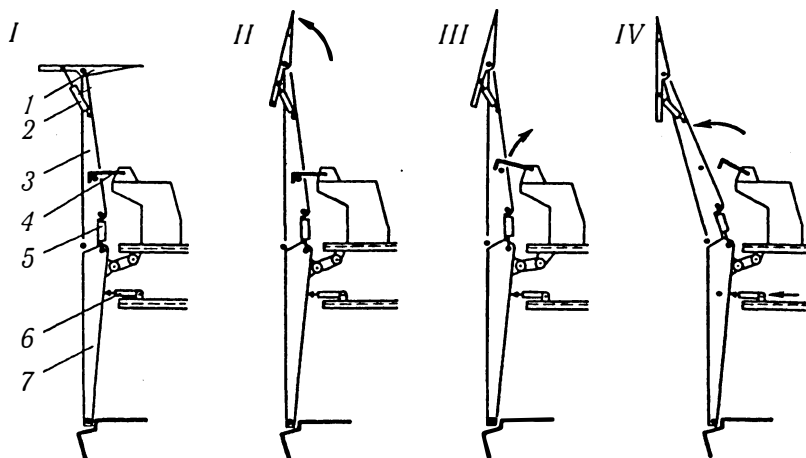


Рис. 7.19. Общее устройство кормовой аппарели специализированного судна

В процессе эксплуатации судна аппарель занимает в пространстве положения, указанные на рис. 7.19—7.21.

В положение I обе секции установлены вертикально по прямой линии и закреплены к корпусу судна «по-походному». Опорное основание I удерживается в горизонтальном положении посредством выведенных штоков гидравлических силовых цилиндров 2.

Постановку аппарели на причал можно условно разбить на несколько операций, сопровождающихся изменением пространственного положения ее элементов.

Операция 1 — из положения I в положение II. Происходит поворот опорного основания в сторону кормы судна. Поворот автоматически прерывается конечным выключателем, как только угол опрокидывания опорного основания аппарели достигнет  $73^\circ$ . Величина этого угла обеспечит в дальнейшем соприкосновение аппарели с причалом независимо от положения кормы судна: ниже или выше причала.

Операция 2 — из положения II в положение III. Осуществляется отдача стопорных гаков, фиксирующих аппарат у опорных колонн.

Операция 3. Из положения III в положение IV. Выполняется наклон верхней секции на  $15^\circ$  от вертикали. В конце наклона датчик положения автоматически отключает тормоза лебедок подъема аппарата и одновременно включает опускные гидравлические цилиндры 6. В конце хода поршней этих цилиндров вращение лебедок в режиме гидротормоза происходит под действием веса аппарата.

Из положения IV в положение VA или VB. Положение VA. Корма судна выше причала. Опорное основание аппарата ложится на причал параллельно опорной плоскости.

Положение VB. Корма судна ниже причала. Опорное основание аппарата после соприкосновения с причалом устанавливается параллельно опорной плоскости под действием веса аппарата.

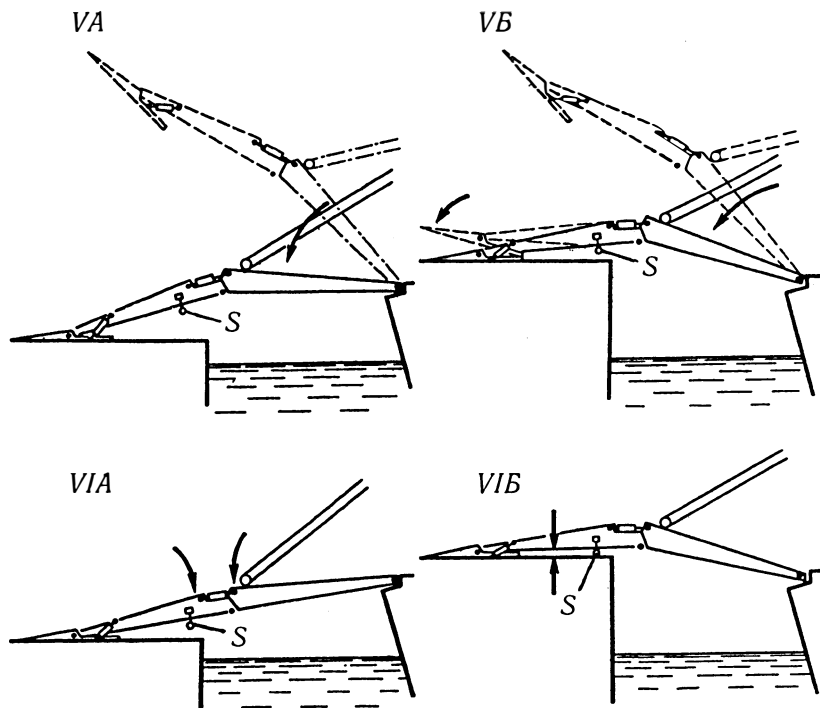


Рис. 7.20. Изменение пространственного положения аппарата при постановке ее на причал

При достижении аппарелью положений *VA* или *VB* барабаны лебедок под действием веса уже неподвижной аппарели не вращаются. Угол между обеими секциями по-прежнему равен  $15^\circ$  и не позволяет производить грузообработку судна.

Грузообработка начинается после того, как в результате соответствующих переключений в системе управления аппарель автоматически займет положение *VIA*, если уровень палубы выше причала, или положение *VIB*, когда этот уровень ниже причала.

Грузообработка с помощью аппарели возможна в том случае, когда грузовая палуба находится между двумя оговоренными инструкцией завода-изготовителя крайними положениями: верхним и нижним по отношению к причалу. При выходе палубы за пределы обоих крайних уровней звуковые и световые сигналы указывают на необходимость изменения положения судна. Эти же сигналы действуют и во время постановки аппарели на причал. Операция в этом случае прерывается посредством зажатия лебедочных тормозов.

Автоматическое управление аппарелью при положении «погрузка» осуществляется следующим образом.

Когда уровень палубы выше причала чувствительный элемент *S* датчика положения аппарели не соприкасается с причалом. Аппарель выровнена, силовые межсекционные цилиндры отключены, лебедки создают непрерывную тягу так, чтобы умерить давление опорного основания аппарели на причал до заданного значения.

Создаваемого лебедками усилия в тросах недостаточно для подъема свободной от груза аппарели, и вместе с тем это усилие допускает опускание аппарели под воздействием собственного веса. Таким образом, при опускании судна по отношению к причалу развиваемое лебедками постоянное усилие выбирает тросы и, наоборот, приотдает их, когда судно поднимается.

Когда уровень палубы ниже причала чувствительный элемент *S* датчика положения аппарели входит в соприкосновение с причалом. Обе секции аппарели взаимно расположены под переменным углом, величина которого равняется приблизительно  $8^\circ$ . При этом участок верхней секции, шарнирно сочлененный с опорным основанием аппарели, занимает положение в пространстве, примерно параллельное причалу. Чувствительный элемент *S*, реагируя на расстояние, отделяющее аппарель от причала, включает гидравлические цилиндры *Б* (см. рис. 7.19), выдвигая их штоки, когда аппарель приближается к причалу, и осуществляет обратное действие, когда аппарель от причала удаляется. Как только аппарель выровнена, чувствительный

элемент *S* отключает цилиндры 5. Усилие, развиваемое гидравлическими цилиндрами 5, превышает усилие от веса аппарели и веса самого тяжелого объекта погрузки.

Постановка аппарели «по-походному» осуществляется в обратной последовательности и включает в себя следующие операции.

Операция 1 — из положения *VIA* или *VIB* в положение *VII*. Одновременно с подъемом аппарели лебедками обе секции под действием гидравлических цилиндров 5 выравниваются. Когда аппаратель входит в соприкосновение с упорами на колоннах, штоки опускных цилиндров 6 полностью введены внутрь, а лебедки подъема автоматически останавливаются от сигнала датчика положения.

Операция 2 — из положения *VII* в положение *VIII*. Происходит заводка стопорных гаков, фиксирующих аппаратель у опорных колонн.

Операция 3 — из положения *IX* в положение *X*. Поворот опорного основания аппарели. Опорное основание принимает горизонтальное положение.

Ниже рассматривается гидравлический привод кормовой аппарели специализированного судна. Он представляет собой комплекс взаимодействующего гидрооборудования, предназначенного для обеспечения заданных режимов работы аппарели в условиях постановки на причал, грузообработки судна и постановки «по-походному». Привод состоит из насосных агрегатов, подающих по трубопроводам рабочую жидкость под давлением в силовые цилиндры и гидромоторы через посредство контрольных и управляющих устройств: распределителей, кранов, клапанов и т.д. Для обеспечения безопасности работы в гидросхему включены предохранительные клапаны, обратные клапаны, датчики электросигналов отсутствия рабочей жидкости. Насосы погружены в заполненную рабочим маслом цистерну. На крышке цистерны смонтированы приводные электродвигатели. Каждый насос соединен с электродвигателем муфтой сцепления. На всасывающих трубопроводах насосов предусмотрены грязевые фильтры. Принципиальная схема гидропривода приведена на рис. 7.22 и 7.23.

Для удобства рассмотрения принципа действия гидропривода условно разделим его на две гидросистемы: гидросистему *A*, осуществляющую перемещение и регулировку опорного основания аппарели, нижней и верхней секций, а также привод в движение стопорных гаков, и гидросистему *B* — привода лебедок подъема и опускных гидравлических цилиндров.

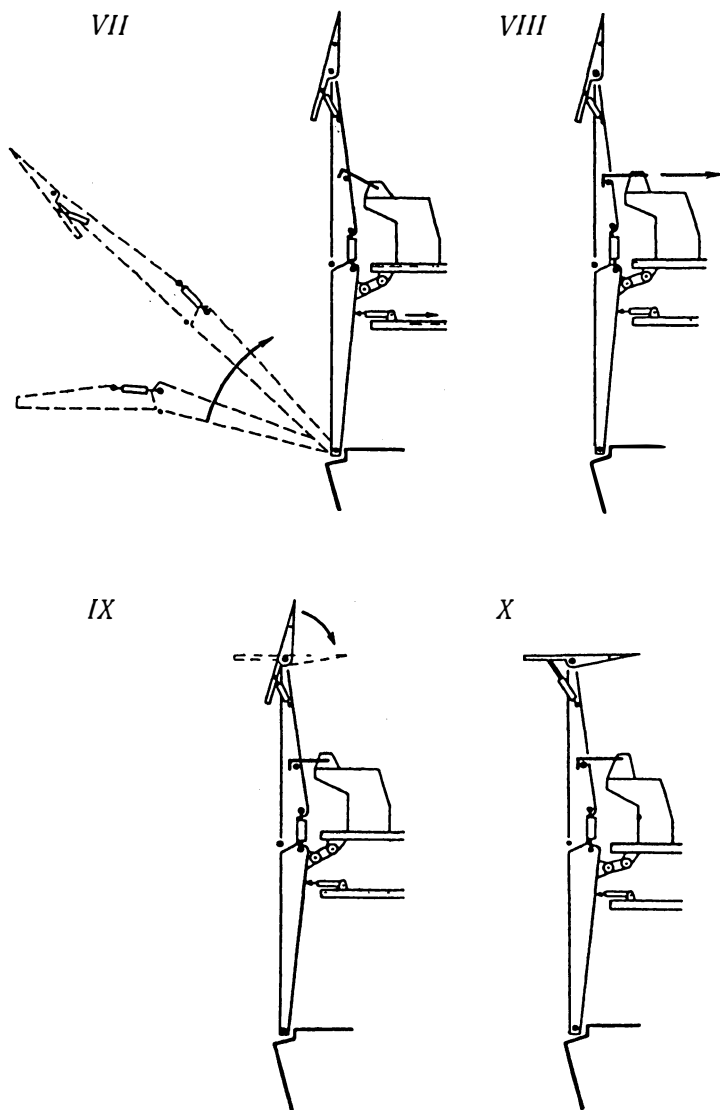


Рис. 7.21. Изменение пространственного положения аппарели при постановке ее «по-походному»

Принципиальная схема гидросистемы *A* представлена на рис. 7.22. Два радиально-поршневых насоса *13* и *14* приводятся в действие электродвигателями *M*. Подача каждого насоса 20 л/мин. Насосы нагнетают рабочую жидкость в трубопровод, питающий гидравлические цилиндры опорного основания аппарата *2*, силовые межсекционные цилиндры *5* и гидромоторы стопорных гаков *7* через посредство трех распределителей *21*, *20* и *19* — четырехходовых трехпозиционных, с электрическим управлением и автоматическим возвращением в нейтральное положение при помощи пружин.

Распределитель *10* позволяет осуществить выбор двух ступеней давления в системе. При включении электромагнита *12* золотник распределителя *10* занимает положение «крест» и в гидросистеме *A* при помощи переливного клапана *9* устанавливается «низкое» давление, достаточное для проведения операций ввода и вывода стопорных гаков из зацепления с аппаратурой и опрокидывания аппарата в первой стадии опускания на причал.

При включении электромагнита *11* золотник распределителя *10* занимает положение «параллельно» и в гидросистеме *A* при помощи переливного клапана *8* устанавливается «высокое» давление для привода цилиндров опорного основания аппарата *2* и силовых межсекционных цилиндров *5* во время выравнивания секций аппарата в начале операции постановки ее «по-походному».

Горизонтальное положение опорного основания при нахождении аппарата в состоянии «по-походному» поддерживается за счет фиксации штоков гидроцилиндров *2* в выведенном положении путем отключения этих цилиндров распределителем *21*, для чего золотник этого распределителя ставится в нейтральное положение.

Подача рабочей жидкости в цилиндры *2* возможна после переключения распределителя *21* в положение «крест» или «параллельно».

Снятие давления рабочей жидкости в цилиндрах *2* осуществляется с помощью регулятора с электрическим управлением *1*, когда его электромагнит *22* обесточен. При этом штоки цилиндров могут свободно перемещаться, например, при соприкосновении опорного основания аппарата с причалом.

Гидравлические цилиндры *2* и *5* оснащены ограничителями расхода *3* и *4*, позволяющими устанавливать определенную скорость перемещения штоков за счет создания противодействия в сливном трубопроводе. Аналогичные дроссельные устройства *6* включены в схему гидромоторов стопорных гаков.



На рис. 7.22 показаны также охладитель рабочего масла 15, сетчатый фильтр 16, манометр 17, дроссельный клапан подпора 18 и переливной клапан 23.

Гидросистема Б представлена на рис. 7.23. Электроприводной радиально-поршневой насос 1а подает рабочую жидкость в количестве 60 л/мин к регулятору 4а. Такое же количество жидкости подается аналогичным насосом 1б к регулятору 4б. Два одинаковых радиально-поршневых насоса 2а и 2б с подачей по 20 л/мин работают в параллельном режиме и подают рабочую жидкость к регулятору 4в. Каждый регулятор управляется своим электромагнитом — 3, 21 и 24 соответственно.

При отключенных электромагнитах 3 и 21 насосы 1а и 1б работают на слив рабочей жидкости в бак. При работе в параллельном режиме, когда электромагниты 3 и 21 включены, эти насосы подают рабочую жидкость к гидромоторам лебедок подъема аппарели 12.

На линии, соединяющей регуляторы 4а, 4в и 4б, установлены гидроаккумуляторы 22 и обратные клапаны 23. Они используются для отключения тормозов 11 гидравлических лебедок во время подъема аппарели в случае отказа насосов 2а и 2б.

Элемент системы 25 — четырехходовый трехпозиционный распределитель с электрическим управлением и возвращением в нейтральное положение при помощи пружин. Через него проходит подача насосов 2а и 2б.

Главный распределитель 9 имеет гидравлическое управление. Функционирует в комплекте с регулятором расхода 8, распределителем 5 и регулирующим клапаном 7, через который рабочая жидкость направляется к силовым цилиндрам 6 гидродомкратов начального вываливания нижней секции аппарели.

Регулятор давления 15, распределитель 20, регуляторы ограничения давления 18а и 18б, прессостаты 14, 16, 17 и 19 предназначены для регулирования тягового усилия лебедок при управлении работой аппарели в автоматическом режиме.

Для работы в режиме «опускание» обе гидравлические лебедки снабжены тормозным устройством 13, ограничивающим скорость движения аппарели в случае пробоя отливного трубопровода. Кроме этого, каждый лебедочный барабан снабжен ленточным тормозом, затягивающимся при отсутствии давления в системе из-за разрыва трубопровода, аварии насосов и т.д.

В случае аварии одной из лебедок ее изолируют с помощью клапана 10, обеспечивая перемещение аппарели посредством другой лебедки.

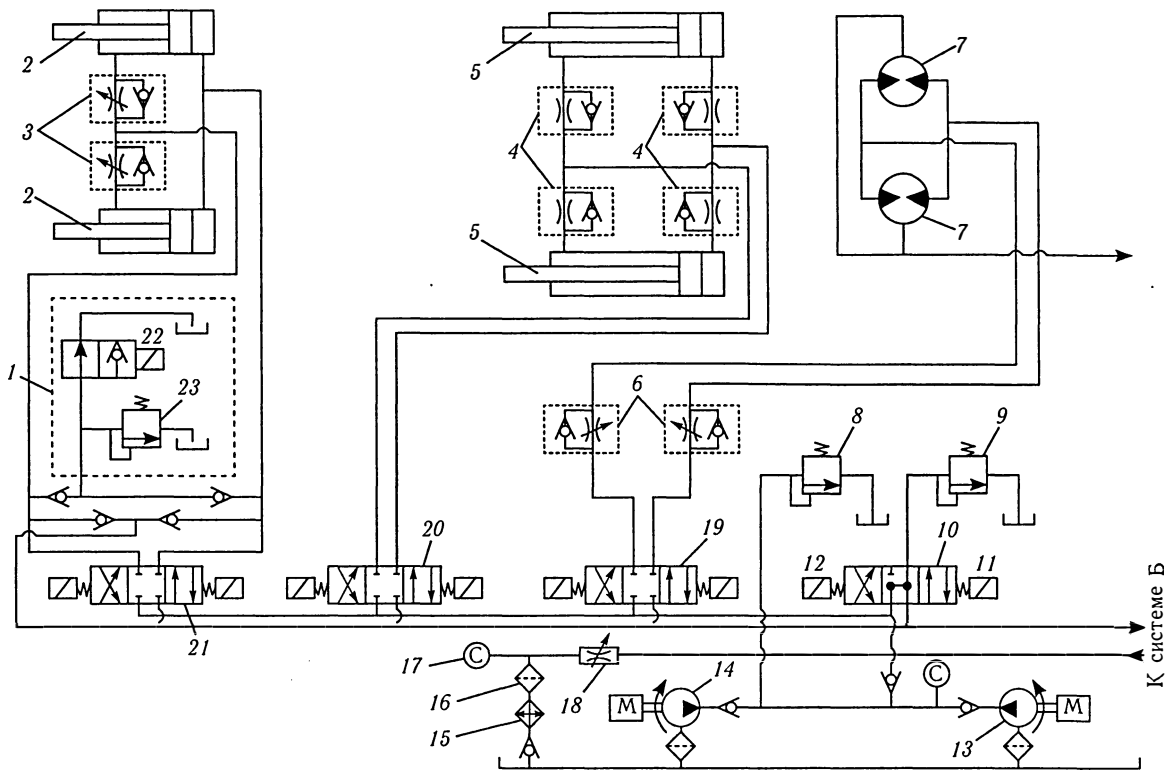


Рис. 7.22. Гидросистема «А» привода опорного основания, стопорных гаков, нижней и верхней секций аппарели

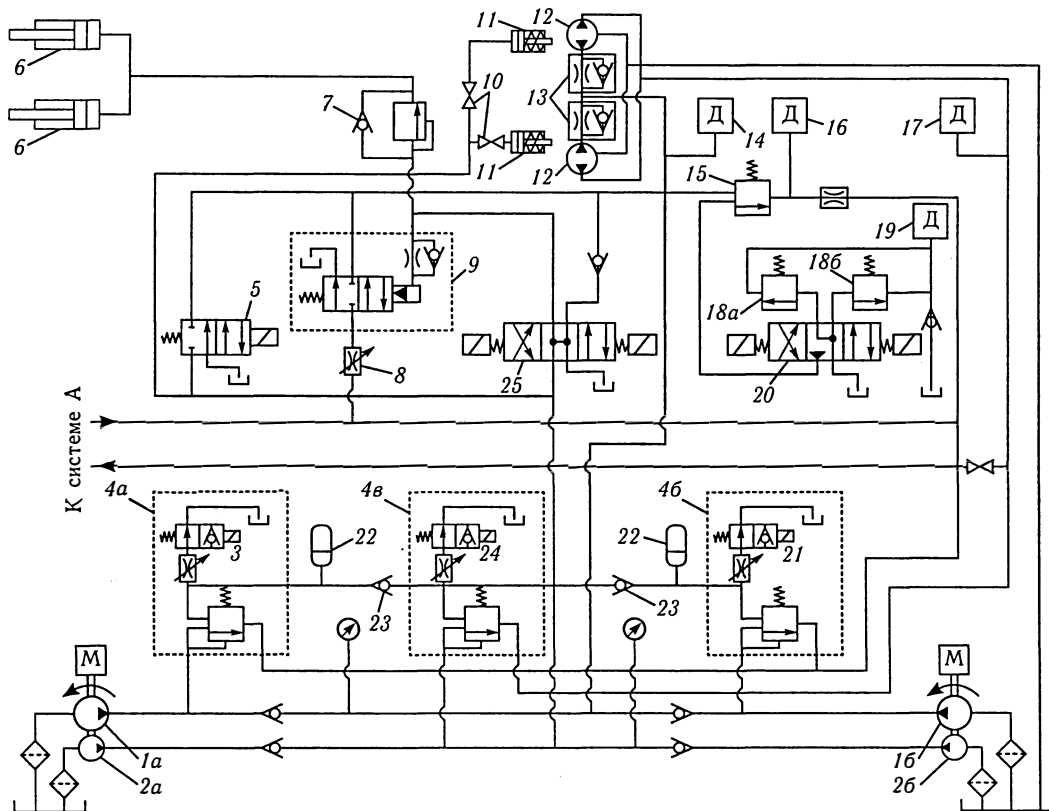


Рис. 7.23. Гидросистема «Б» привода лебедок подъема и опускных гидравлических цилиндров аппарели

В порядке повышения надежности каждая гидросистема приводится в действие от двух насосных агрегатов, что позволяет в случае аварии одного из них продолжить грузовые операции при наполовину сниженной скорости действия силовых элементов аппарели.

При подготовке аппарели к работе производят наружный осмотр, чтобы убедиться в том, что плотность трубопроводов и гидроаппаратуры безукоризненна, что уровень масла в цистерне находится в районе верхней отметки уровнемера, что все стопорные устройства расстопорены, шарниры, ролики и другие элементы привода смазаны. Просачивание масла и его утечки немедленно устраняют. Проверку наличия масла и его заправку в систему осуществляют после останова насосных агрегатов и ввода штоков в силовые цилиндры.

Подъем и опускание аппарели производят только с разрешения руководителя грузовых операций, строго выдерживая последовательность манипуляций в соответствии с инструкцией. Нахождение на аппарели, движение людей и техники по ней разрешается после занятия аппарелью рабочего положения.

В соответствии с инструкцией по эксплуатации моют масляные фильтры, смазывают штоки распределителей, проверяют состояние гибких трубопроводов гидросистемы, очищают и заправляют ее свежим маслом, заменяют изношенные детали. Смешивать применяемое в гидроприводе аппарели масло с маслом другой марки разрешается только после согласования с заводом-изготовителем.

При замене участка трубопровода обрезку новой трубы производят режущими роликами, предотвращая попадание опилок внутрь гидросистемы; гибку трубы производят «в холодную». Внутреннюю поверхность трубы очищают циркуляционной мойкой, применяя разбавленную серную кислоту. Затем промывают трихлорэтиленом или водой, продувают сжатым воздухом и до ввода в эксплуатацию закупоривают чистыми каучуковыми пробками. Монтажные работы производят в беспыльной среде.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Какие требования предъявляются к люковым закрытиям трюмов?
2. Какова конструкция секций люковых закрытий?
3. По каким кинематическим признакам подразделяются люковые закрытия трюмов?

4. Посредством чего приводятся в действие люковые закрытия?
5. Что является результатом расчета приводов люковых закрытий трюмов?
6. Назовите основные мероприятия, выполняемые экипажем судна при эксплуатации люковых закрытий трюмов.
7. На каких судах применяются грузовые аппарели?
8. Как классифицируют судовые грузовые аппарели?
9. Как устроена кормовая аппарель специализированного судна?
10. Какие положения в пространстве занимает кормовая грузовая аппарель?
11. Как осуществляется автоматическое управление кормовой аппарелью при положении «погрузка»?
12. Что представляет собой гидравлический привод кормовой грузовой аппарели?
13. Чем объясняется применение в гидроприводе аппарели радиально-поршневых насосов?
14. Какую роль для гидравлических цилиндров привода аппарели играют ограничители расхода жидкости?
15. Для чего в схему гидропривода аппарели включены гидроаккумуляторы?
16. Почему каждая гидросистема аппарели приводится в действие от двух насосных агрегатов?
17. Какие меры предпринимают при подготовке аппарели к работе?
18. Когда и как осуществляют заправку гидропривода аппарели маслом?

## Глава 8. СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ

### 8.1. Трубопроводы и арматура

**Трубопроводы.** Для изготовления трубопроводов в зависимости от назначения систем и их рабочих параметров применяют стальные, медные, медно-никелевые, латунные, биметаллические, алюминиево-магниевые, титановые, пластмассовые и стальные трубы, футерованные полиэтиленом.

Условным диаметром проходного сечения трубопровода и арматуры  $D_y$  является его номинальный внутренний диаметр. Наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается длительная и безопасная эксплуатация трубопровода, является *рабочим давлением*, а *условным* называют рабочее давление при температуре 20°C. *Пробным* называют *давление* гидравлического испытания трубопровода и арматуры водой на прочность и плотность при температуре не выше 100°C.

Толщина стенки трубы

$$S = S_0 + b + c_k,$$

где  $S_0$  — расчетная толщина стенки, мм;  $b$  — прибавка, обусловленная утончением трубы при гибке, мм;  $c_k$  — прибавка на коррозию трубы, мм.

Расчетная толщина стенки

$$S_0 = \frac{pd_n}{2\sigma_d \varphi_n + p},$$

где  $p$  — наибольшее давление в трубопроводе, МПа;  $d_n$  — наружный диаметр трубопровода, мм;  $\sigma_d$  — допускаемое напряжение при растяжении, МПа (для медных труб  $\sigma_d = 41$  МПа, труб из алюминиевой бронзы  $\sigma_d = 78$  МПа, для стальных труб  $\sigma_d = \sigma_b^{20}/2,7$ );  $\varphi_n$  — коэффициент прочности (для бесшовных труб  $\varphi_n = 1$ , для стальных сварных труб  $\varphi_n = 0,9$ ).

Прибавка на утонение

$$b = \frac{1}{2,5} \frac{d_n}{R_r} S_0,$$

где  $R_r$  — средний радиус гiba трубы, мм.

Прибавка на коррозию трубы для стальных трубопроводов регламентирована в зависимости от их назначения: для трубопроводов пресной воды  $c_k = 0,8$  мм, для грузовых, зачистных трубопроводов и змеевиков систем подогрева — 2 мм, для масляных трубопроводов — 0,3 мм, паропроводов — 0,8; при изготовлении трубопроводов из медных и латунных труб  $c_k = 0,8$  мм.

При выборе стандартной толщины стенки, как правило, принимают ближайшее большее ее значение. При давлении в трубопроводе менее 1 МПа толщину стенки трубы выбирают по прототипу без расчетной проверки на прочность.

Судовые системы в зависимости от назначения их и судна выполняют централизованными, децентрализованными, автономными и групповыми. *Централизованная система* может обслуживать все судно, а ее насосы и арматура установлены в одном месте; она удобна в обслуживании и оборудована наименьшим числом насосов. При *децентрализованной системе* арматура рассредоточена по всем трубопроводам, что усложняет управление системой. Весьма важное преимущество децентрализованной системы — меньшая масса из-за существенного уменьшения общей длины трубопроводов. В тех случаях, когда система разрывается отсеками, в которых исключается прокладка трубопроводов, ее строят по *автономному принципу*, выделяя разорванные части в отдельные системы одинакового назначения. *Групповой принцип* используют тогда, когда невозможны два первых принципа из соображений, например, громоздкости системы. По групповому принципу работают системы вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха и др.

При сборке трубопроводов применяют четыре вида соединения труб: фланцевое, штуцерно-торцовое, фитинговое и дюритовое.

*Фланцевые соединения* применяют при  $D_y \geq 32$  и  $p_y \leq 1,6$  МПа. Между фланцами устанавливают уплотнительную прокладку. Качество уплотнения зависит от пригонки фланцев, материала прокладки и равномерности ее обжатия. Материал прокладок выбирают в зависимости от рода и параметров перекачиваемой жидкости: при перекачивании по трубопроводу воды с температурой до 50°C используют прокладки из резины, прессшпана и прокладочного картона; в системах питьевой воды прокладки могут быть только из очищенной (пищевой) резины; в водяных трубопроводах с температурой более 50°C для прокладок применяют теплостойкую резину и паронит, в паро- и воздухопроводах с давлением до 5 МПа — только паронит; в трубопроводах для перекачивания

нефтепродуктов используют прокладки из прессшпана, нефтестойкой резины и хлорвинилового пластика; трубопроводы для фреона и углекислого газа собирают на медных прокладках.

*Штуцерно-торцовые* соединения применяют при  $D_y \leq 32$  и давлении до 10 МПа; прокладки изготовляют из паронита, перед сборкой прокладки покрывают графитом.

*Фитинговые* соединения применяют для труб с  $D_y \leq 50$  при давлении до 0,5 МПа.

*Дюритовые* соединения используют для подключения трубопроводов к патрубкам машин, установленных на амортизаторах. Дюритовые соединения имеют самый малый срок службы из всех перечисленных соединений труб.

Любые трубопроводы с расчетным давлением более 0,343 МПа после изготовления подвергают гидравлическим испытаниям в присутствии инспектора Регистра под пробным давлением

$$p_{\text{пр}} = 1,5p,$$

где  $p$  — расчетное давление, МПа.

При расчетных температурах выше 300°C

$$p_{\text{пр}} = 1,5 \frac{\sigma_{100}}{\sigma_t} p,$$

где  $\sigma_{100}$ ,  $\sigma_t$  — допускаемые напряжения при 100°C и при расчетной температуре, МПа.

Непременным условием любых гидравлических испытаний является выполнение требования: напряжение в трубопроводах не должно быть больше 0,9 предела текучести материала при температуре испытания. Гидравлическим испытаниям подвергают весь трубопровод, в отдельных случаях — участки с концевыми монтажными соединениями; не испытывают трубопроводы диаметром менее 15 мм.

**Арматура.** На трубопроводах могут применяться пять видов арматуры:

— запорно-переключающая — клапаны, клинкеты и клапанные корбки;

— предохранительная — предохранительные клапаны, фильтры, приемные сетки и т.п.;

— для перекачивания жидкости в одном направлении — невозвратные и невозвратно-запорные клапаны, захлопки;



— регулирующая — редукционные и дроссельные клапаны, манипуляторы, позволяющие изменять направление потока перекачиваемой жидкости;

— специальная — кингстоны, пожарные краны, донные клинкеты.

Запорный проходной клапан с дистанционным пневматическим управлением и аварийным ручным приводом (рис. 8.1) может быть установлен в любом положении. Подпружиненная тарелка 4 при открытии клапана перемещается под действием штока 3, соединенного с поршнем 2 пневмоцилиндра. При отказе системы управления клапан может открываться с помощью ручного привода 1.

К запорной арматуре относится клинкет (рис. 8.2), имеющий гидрпривод 1 для подъема и опускания задвижки 2.

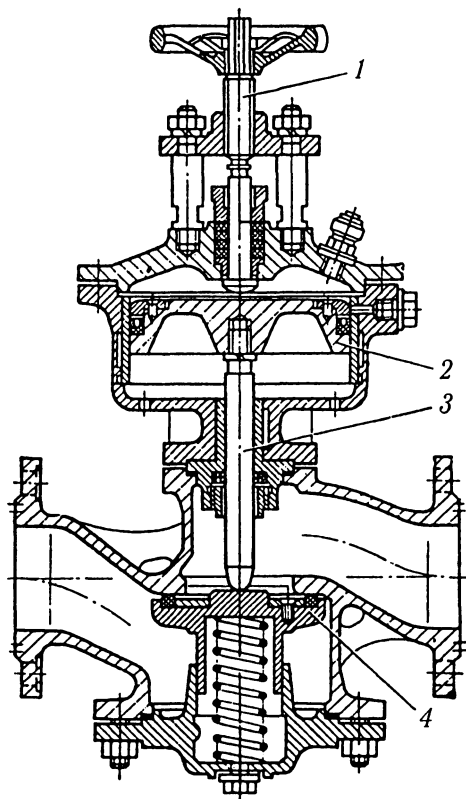


Рис. 8.1. Запорный проходной клапан с пневматическим управлением

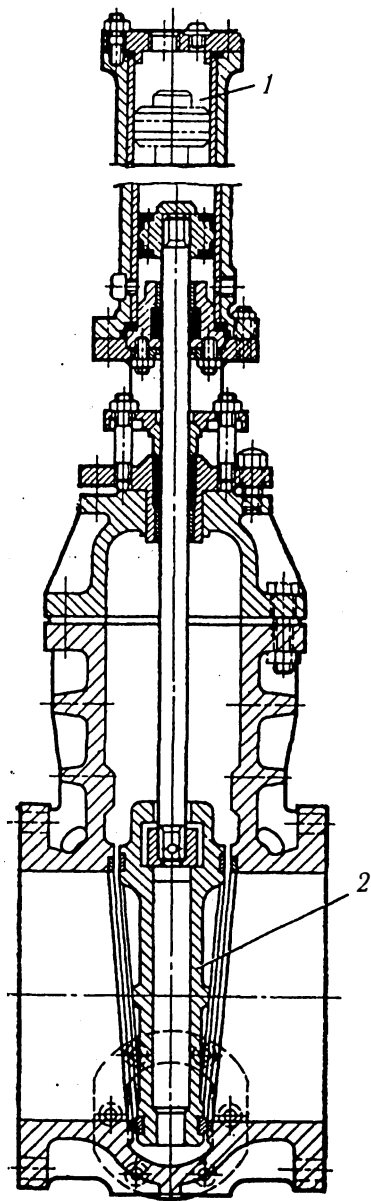


Рис. 8.2. Клинок с гидравлическим управлением

Простейший невозвратный клапан (рис. 8.3) дает представление о конструктивном исполнении невозвратных и невозвратно-запорных клапанов. В таком клапане при изменении направления движения жидкости тарелка 1 садится на седло 2 и закрывает клапан.

Трехклапанная коробка с невозвратно-запорными клапанами 2 (рис. 8.4) двумя боковыми патрубками 1 и 3 соединяется с магистральным трубопроводом, нижними патрубками — с ответвлениями системы. Такая клапанная коробка предназначена для пропуска и откачивания через нее перекачиваемой жидкости.

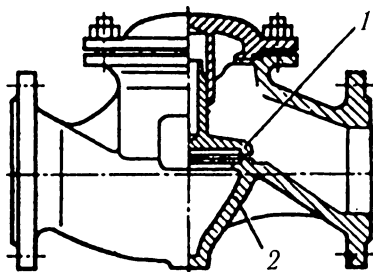


Рис. 8.3. Невозвратный клапан

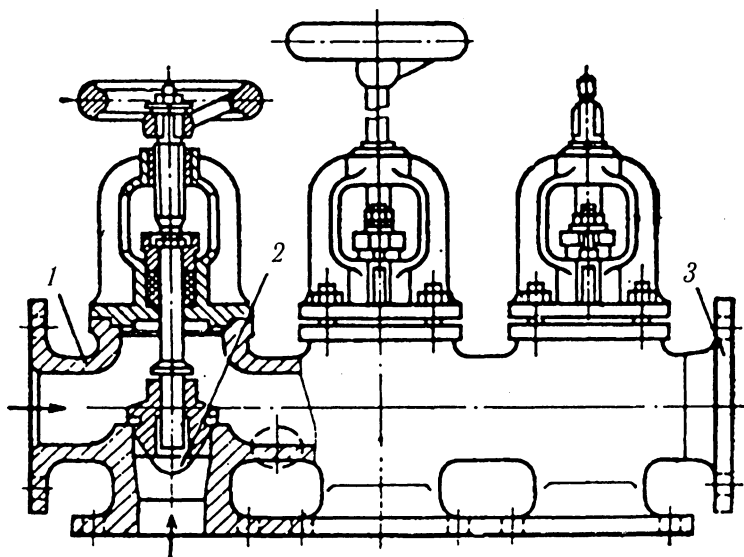


Рис. 8.4. Трехклапанная коробка

Дроссельный клапан (рис. 8.5) применяют для понижения давления перекачиваемой жидкости. Положение тарелки 3 устанавливается с помощью шпинделя 1 и фиксируется стопорной гайкой. Между тарелкой и внутренней поверхностью корпуса 2 клапана образуется щель для дросселирования. В результате этого процесса давление за клапаном понижается.

С помощью кингстонов (рис. 8.6) вода из борта через входной 1 патрубок и выходной 2 поступает в системы охлаждения и для других нужд.

Судовую арматуру изготавливают из стали, чугуна, бронзы и латуни, арматуру для трубопроводов морской воды — из алюминиево-марганцовистой бронзы.

В сальниковых уплотнениях применяют хлопчатобумажную и асбестовую набивки, в водяных трубопроводах с давлением до 0,6 МПа — сухую хлопчатобумажную набивку, в масляных, топливных, воздушных трубопроводах и трубопроводах для забортной воды до давления 2,5 МПа — пропитанную хлопчатобумажную, в паропроводах с давлением до 4 МПа — асбестовую набивку, обработанную чешуйчатым графитом.

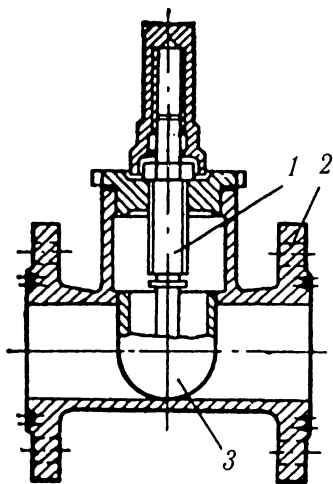


Рис. 8.5. Дроссельный клапан

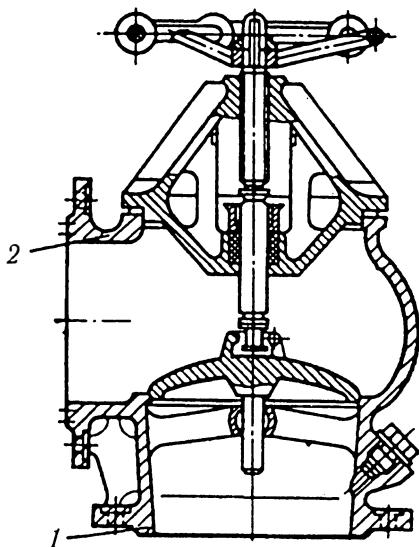


Рис. 8.6. Кингстон

Все трубопроводы на судне закрепляют с помощью подвесок. Для плотного прилегания подвески к трубе используют прокладки из паронита или резины. Судовые трубопроводы в зависимости от назначения различают по окраске и маркировке.

Арматуру трубопроводов подвергают испытаниям пробным давлением

$$p_{\text{пр}} = (1,5 + 0,1K)p,$$

где  $K$  — коэффициент запаса, зависящий от материала арматуры, давления и температуры перекачиваемой среды;  $p$  — рабочее давление, МПа.

Пробное давление при испытаниях арматуры не может быть ниже давления, которое устанавливается в трубопроводе при полном открытии предохранительного клапана, ниже 0,4 МПа для систем охлаждения и 0,2 МПа во всех других случаях. Арматуру трубопроводов для нефтепродуктов испытывают на маслонепроницаемость способом, одобренным Регистром.

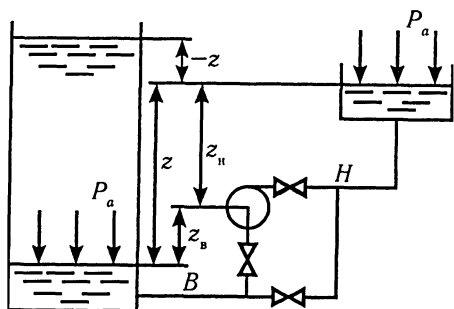
## 8.2. Расчетные и натурные характеристики трубопроводов

**Расчетные характеристики.** Такие эксплуатационные задачи, как проверка условий всасывания насоса, обслуживающего систему, определение экономичности его работы, замена насоса, арматуры и трубопроводов, назначение выходного диаметра рабочего колеса для его обрезки с целью улучшения эксплуатационных показателей насоса, подключение насоса к системе трубопроводов, решаются только при наличии характеристик трубопроводов.

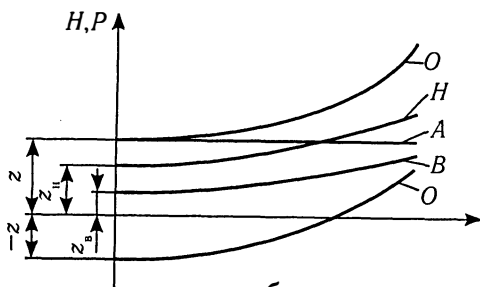
*Характеристика (гидравлические потери) простого трубопровода* (рис. 8.7, а)

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{т}} + H_{\text{м}} = \left( \frac{1}{B_{\text{т}}} + \frac{1}{B_{\text{м}}} \right) Q_{\text{т}}^2,$$

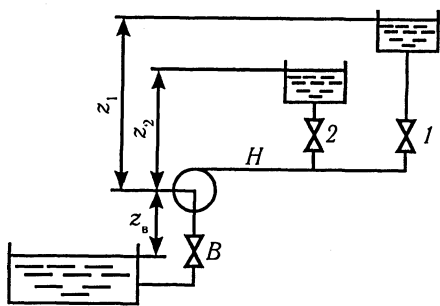
где  $H_{\text{т}}$ ,  $H_{\text{м}}$  — напор на преодоление трения и местных сопротивлений трубопровода;  $Q_{\text{т}}$  — расход через трубопровод.



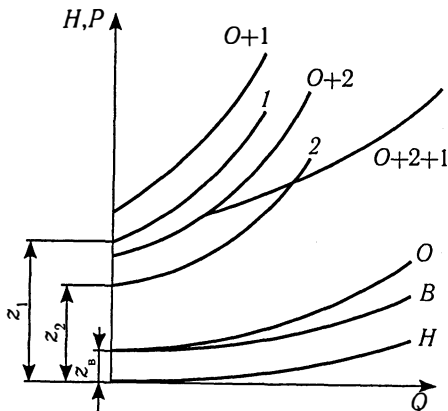
a



б



в



г

Рис. 8.7. Схемы и характеристики трубопроводов

Характеристики трения и местного сопротивления всасывающего либо нагнетательного трубопровода соответственно

$$B_{\tau} = \frac{12,09d^5}{\lambda_{\text{тр}} l_{\tau}}; \quad B_{\text{м}} = \frac{12,09d^4}{\zeta},$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубопровода;  $\lambda_{\text{тр}}$  — коэффициент потерь на трение по длине;  $l_{\tau}$  — длина трубопровода;  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления.

Полную характеристику рассчитывают отдельно для всасывающего  $B$  и нагнетательного  $H$  трубопроводов по нескольким одинаковым значениям расхода через них. По полученным значениям напоров с учетом статического напора строят характеристики всасывающего  $B$  и нагнетательного  $H$  трубопроводов (рис. 8.7, б). После сложения напоров, потребляемых трубопроводами при одинаковых расходах, получается общая характеристика  $O$ , которая вместе с составляющими  $B$ ,  $H$  и линией  $A$  напора, соответствующего атмосферному давлению, несет полную информацию о напорах (давлениях) на всасывании и нагнетании в зависимости от расхода через трубопровод. Положение характеристики  $O$  зависит от значения и знака статического напора. При отрицательном статическом напоре возможно перемещение жидкости самотеком через обводной трубопровод. Расход через трубопровод в этом случае зависит от расстояния между уровнями жидкости в баках.

Для построения *характеристики разветвленного трубопровода* (рис. 8.7, в) с последовательным и параллельным соединением отдельных участков также используют метод характеристик. По данным расчета строят характеристику (рис. 8.7, г) всасывающего  $B$ , затем нагнетательного  $H$  (до разветвления) трубопроводов. По этим составляющим строят общую  $O$  характеристику трубопровода до разветвления, рассчитывают и строят характеристики  $1$  и  $2$ . После этого складывают напоры при одинаковых расходах для определения напоров при последовательном соединении. Это характеристики  $O + 1$  и  $O + 2$ . Для получения полной характеристики трубопровода складывают расходы при одинаковых напорах на характеристиках  $O + 1$  и  $O + 2$ . Полученная характеристика  $O + 2 + 1$  является полной характеристикой разветвленного трубопровода.

**Натурные характеристики.** Строят характеристики по данным, получаемым при определении подачи насоса в случае полностью открытых клапанов на трубопроводе. При этом снимают показания

мановакуумметра и манометра, установленных возле насоса, в соответствии с методикой экспериментирования, а обрабатывают данные с помощью статистических методов. Результаты эксперимента используют для получения постоянной  $W$  трубопровода:

$$W = \frac{H_{\text{тр}} - H_{\text{ст}}}{Q_{\text{т}}^2},$$

где  $H_{\text{ст}}$  — известный для трубопровода статический напор, м.

При известном ее значении рассчитывают все необходимые показатели, используемые для построения характеристики. Уравнение характеристики трубопровода имеет вид

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + WQ_{\text{т}}^2.$$

Подача насоса  $Q_{\text{т}}$  и напор  $H_{\text{тр}}$ , получают при проведении эксперимента. Назначаются промежуточные расходы через трубопровод, рассчитывают напоры и строят характеристику трубопровода, которую используют для аналитических целей.

При анализе гидравлических свойств арматуры используют ее гидравлические характеристики — потерю давления и расход:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} 10^{-6}; \quad Q = 3,6F_y \sqrt{\frac{2\Delta p}{\zeta \rho}},$$

где  $F_y$  — площадь отверстия по диаметру  $D_y$ , мм<sup>2</sup>.

С потерей давления связана кавитация в арматуре всасывающего трубопровода. При кавитации снижается пропускная способность арматуры, повышается коэффициент ее гидравлического сопротивления. При достижении определенного перепада давления расход через нее стабилизируется и дальнейшее увеличение перепада давления не приводит к изменению расхода. Допустимый бескавитационный перепад давления

$$p_{\text{к}} = K_{\text{с}}(p_1 - p_{\text{нас}}),$$

где  $K_{\text{с}}$  — коэффициент кавитации, определяемый по соответствующим графикам;  $p_1$  — абсолютное давление до арматуры, например, клапана, МПа;  $p_{\text{нас}}$  — давление насыщенных паров при рабочей температуре жидкости, МПа.



Для некоторых систем важным элементом является невозвратный клапан, который в открытом положении поддерживается благодаря определенному перепаду давления

$$\Delta p = \frac{q_{\text{кл}}}{K},$$

где  $K$  — коэффициент, учитывающий влияние подъема тарелки над седлом.

Удельная нагрузка

$$q_{\text{кл}} = \frac{m_{\text{т}} g}{\pi d_{\text{с}}^2 / 4},$$

где  $m_{\text{т}}$  — масса тарелки, кг;  $d_{\text{с}}$  — диаметр седла, м.

Перепад давления в невозвратном клапане зависит от массы тарелки: при ее уменьшении перепад давления уменьшается, т.е. уменьшается гидравлическое сопротивление клапана. Однако снижение перепада давления таким способом приводит к уменьшению скорости закрытия клапана при обратном потоке, увеличению вибрации тарелки, попаданию тарелки в зону, где ее «захват» при обратном потоке затруднен, т.е. к пульсации давления в трубопроводе и снижению безотказности действия клапана.

Основной гидравлической характеристикой предохранительного клапана является пропускная способность, которая для пара

$$G_{\text{кл п}} = 0,5 \mu f_{\text{кл}} (10 p_1 + 1) \sqrt{\frac{U_{\text{нп}}}{U_{\text{пп}}}};$$

для газов и жидкостей

$$G_{\text{кл г}} = 5,08 \mu f_{\text{с}} B_{\text{г}} \sqrt{(p_1 - p_2) \rho_1},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;  $f_{\text{кл}}$ ,  $f_{\text{с}}$  — соответственно площадь наименьшего сечения клапана и седла, м<sup>2</sup>;  $p_1$ ,  $p_2$  — давление до и после клапана, МПа;  $U_{\text{нп}}$ ,  $U_{\text{пп}}$  — удельные объемы соответственно насыщенного и перегретого пара;  $B_{\text{г}}$  — коэффициент, учитывающий характер истечения, свойства и состояние газа (для жидкости  $B = 1$ );  $\rho_1$  — плотность при давлении  $p_1$  и температуре  $t_1$ , кг/м<sup>3</sup>.

### 8.3. Дистанционное управление системами

Различают три вида управления системами: ручное, дистанционное и автоматизированное. Введение частичной и комплексной автоматизации на судах связано с применением дистанционного и автоматического управления системами.

Для дистанционного управления запорными устройствами систем применяются разнообразные приводы и исполнительные механизмы. Исполнительным механизмом (рис. 8.8) дистанционно управляемого запорного углового фланцевого клапана является поршневая гидромашина 3 с кривошипно-шатунным механизмом 1 и дублирующим ручным управлением 2. Рабочая среда — масло марки АУ с наибольшим давлением 15 МПа. Клапан 5 с помощью гидромашинки открывается и закрывается за 1—3 с, при этом расходует 0,25—0,3 л масла. Гидропривод снабжен датчиком для дистанционной сигнализации о положении клапана и перепускным устройством для управления клапаном вручную. Клапан удобен при монтаже, так как может быть установлен в любом положении. Такие клапаны применяются для систем с диаметрами трубопроводов 80, 100 и 150 мм. Особенность клапана — регулирование усилия прижатия рессорной пружины 4, имеющей механизм для ее предварительной установки.

В дистанционно управляемом невозвратно-запорном проходном фланцевом клапане 2 (рис. 8.9) ( $D_y = 125$ ) с гидроприводом 1 рабочая среда — конденсат с наибольшим давлением 6,4 МПа, температурой 60°C. Датчик положения штока клапана позволяет дистанционно контролировать его крайние положения — «Открыто» и «Закрыто». Для обеспечения нормальной работы невозвратный клапан рекомендуется устанавливать так, чтобы привод находился наверху.

Приводом дистанционно управляемого запорного проходного клапана (рис. 8.10) служит электромагнит 1 переменного тока напряжением 380 В и мощностью 1300 Вт. При отказах электромагнита клапан открывается ручным приводом 4. Сердечник электромагнита и шток клапана для упрощения монтажа соединены шарнирно. При открывании клапана электромагнитом сначала приподнимается вспомогательный клапан 3 и открывает сливное отверстие в область пониженного давления, затем под действием электромагнита постепенно открывается основной клапан 2. Замедление подъема основного клапана обеспечивается постепенным

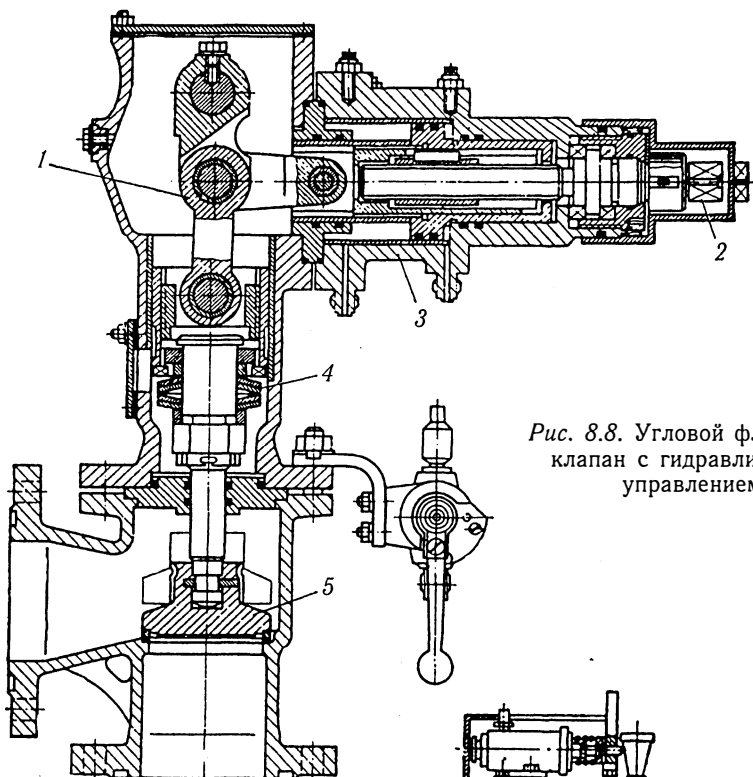
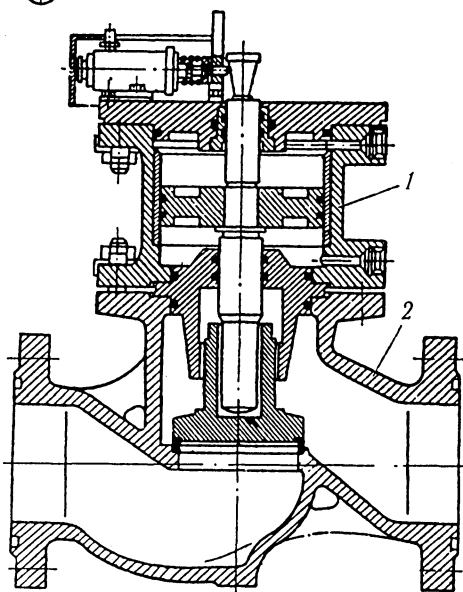


Рис. 8.8. Угловой фланцевый клапан с гидравлическим управлением

Рис. 8.9. Невозвратно-запорный проходной фланцевый клапан с гидравлическим управлением



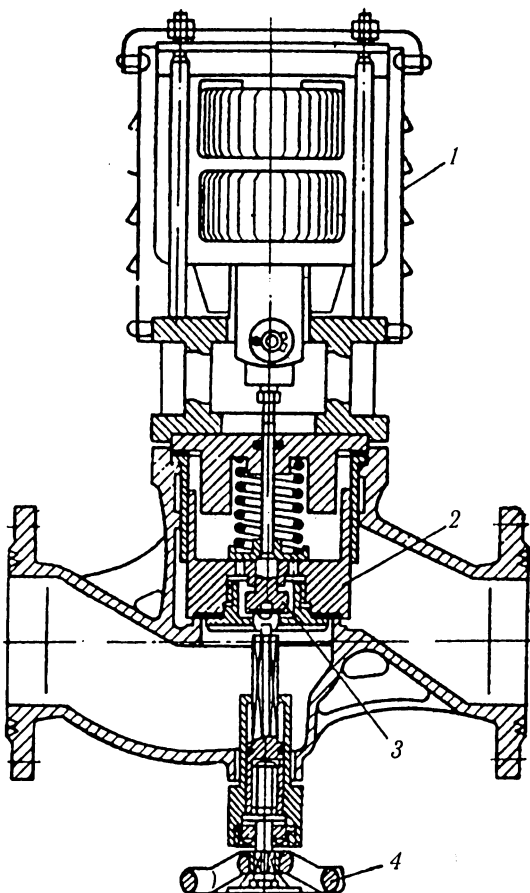


Рис. 8.10. Запорный проходной клапан с электромагнитным управлением

перетеканием жидкости из камеры, где расположена пружина, внутрь трубопровода. Опускается клапан под действием пружины также замедленно. В камере при опускании клапана образуется вакуум, что приводит к возникновению силы, поддерживающей клапан. В результате постепенного перетекания жидкости через отверстие вспомогательного клапана внутрь камеры постепенно выравниваются давления, уменьшается поддерживающая сила и основной клапан опускается на седло. Устанавливать клапан рекомендуется электромагнитом вверх.

Системы дистанционного управления клапанами позволяют проводить все необходимые переключения из центрального поста управления, а система контроля дает возможность проверять исполнение команд.

В системе дистанционного управления клинкетами трубопроводов нефтеналивного судна (рис. 8.11) насосная станция и распределители находятся в центральном посту управления грузовыми операциями. Клинкеты расположены внутри танков и к их приводам от распределителей из поста управления проложено по два трубопровода. При включении любого насоса происходит зарядка аккумуляторов через обратный клапан 3. При достижении рабочего давления реле 1 выключает насос и питание системы происходит через блокировочный клапан 2. При снижении давления до 70% рабочего блокировочный клапан закрывается и, насос включается на подпитку аккумуляторов. Для контроля за срабатыванием гидропривода клинкет у каждого распределителя установлена вертушка-индикатор 4, указывающая на движение масла по сливному трубопроводу во время работы привода.

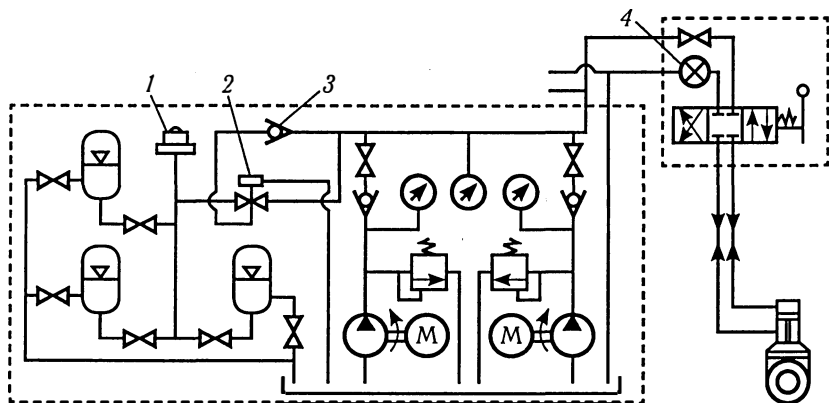


Рис. 8.11. Гидравлическая система дистанционного управления клинкетами

#### 8.4. Осушительная система

Осушительная система служит для удаления воды из сточных колодцев трюмов и машинных отделений за борт, чем обеспечивается сохранение груза от подмочки и создание нормальных условий эксплуатации оборудования машинных отделений.

На грузовых судах предусматривается не менее двух осушительных насосов с механическим приводом, подключенных к осушительной системе, один из которых основной. В качестве резервных осушительных могут применяться балластные и санитарные насосы, насосы общесудового назначения, имеющие независимые механические приводы и достаточную подачу. На пассажирских судах предусматривается не менее трех осушительных насосов, иногда устанавливают четыре насоса. Насосы рекомендуется размещать по возможности в разных водонепроницаемых отсеках.

Осушительную систему оборудуют самовсасывающими центробежными насосами или какими-либо средствами для удаления из нее воздуха. Рекомендуется применение одного возвратно-поступательного осушительного насоса.

Грузовые насосные помещения и носовые отсеки нефтеналивных судов осушаются отдельными насосами или эжекторами.

Благодаря осушительной системе возможно осушение любого водонепроницаемого отсека любым из насосов, через нее исключается возможность поступления забортной воды внутрь судна, а также воды из одного водонепроницаемого отсека в другой. Для этого осушительная система оборудуется невозвратно-запорными клапанами.

На всех самоходных судах предусматривается аварийное осушение машинных отделений с помощью самых крупных по подаче насосов циркуляционных систем охлаждения главных двигателей. Насосам придаются специальные патрубки с невозвратно-запорными клапанами, располагаемые на уровне, обеспечивающем осушение машинного отделения.

Осушительная система должна иметь устройства для отделения откачиваемой воды от нефтепродуктов, позволяющие обеспечить ее нормальную работу.

Подача осушительного насоса, м<sup>3</sup>/ч,

$$Q = 3600 \frac{\pi d^2}{4} v, \quad (8.1)$$

где  $d$  — внутренний диаметр приемной магистрали [ $d = 1,68 \sqrt{L(B + H_0)} + 25$  мм];  $v$  — скорость движения воды ( $v = 2$  м/с).

При определении значения  $d$  размерения судна  $L$ ,  $B$ ,  $H_0$  подставляют, в формулу в метрах.

Диаметры отрезков приемной магистрали, т.е. трубопроводов к сточным колодцам, мм,

$$d_0 = 2,15\sqrt{l(B + H_6)} + 25,$$

где  $l$  — длина днища осушаемого отсека, м.

Правилами Регистра установлено, что диаметр приемного патрубка системы должен быть не менее 49 мм, диаметр магистрали — не менее диаметра приемного патрубка насоса, а диаметр осушительного трубопровода туннеля валопровода — не менее 60 мм.

На нефтеналивных судах внутренний диаметр приемной магистрали осушительной системы, мм,

$$d = 4,3\sqrt{l(B + H_6)} + 25.$$

Машинное и котельное отделения, расположенные в общем отсеке с двойным дном, должны быть снабжены приемными отростками осушительной системы в каждом углу. В кормовых совмещенных машинно-котельных отделениях устанавливают приемные патрубки в носовой части по бортам и один или два — в кормовой по согласованию с Регистром. На приемных отростках устанавливают грязевые коробки. Вместимость сточных колодцев должна быть не менее 0,2 м<sup>3</sup>.

Осушительная система судна для навалочных грузов (рис. 8.12) служит для удаления воды из грузовых трюмов, помещения аварийного пожарного насоса, выгородки эхолота, машинного отделения и других помещений. Магистральный трубопровод системы размещается в междудонном коридоре систем. С помощью клинкетов он разделен на участки, каждый участок трубопровода имеет компенсаторы. Запорная арматура выполняется с двумя приводами — дистанционным пневмоприводом и местным ручным приводом.

Как правило, осушительный колодец трюма такой системы выполнен по двухкаскадной схеме. Осушение сточных колодцев машинного отделения, ниши под главным двигателем и коффердама выполнено в виде самостоятельной магистрали с отростками, которые снабжены невозвратно-запорными клапанами с ручным управлением. Обе магистрали системы обслуживаются двумя самовсасывающими центробежными насосами и одним возвратно-поступательным насосом. Переключения в системе осуществляются с помощью клапанов и клинкетов с ручным управлением. Отросток 2 служит для осушения коффердама машинного отделения, 3 — для осушения цистерны сбора сточных вод, 4 — ниши главного двигателя, 6 — выгородки лага, 7 — непосредственно машинного отделения,

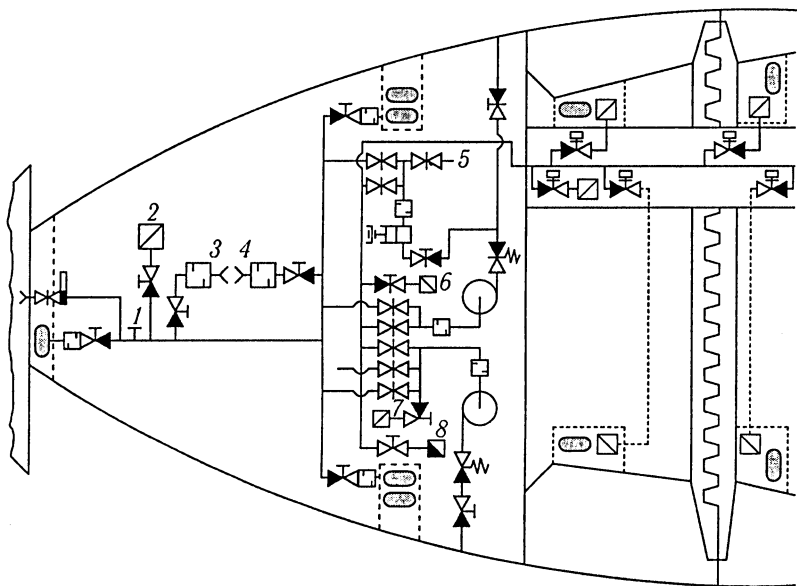


Рис. 8.12. Осушительная система судна для навалочных грузов

8 — подпалубного коридора. Осушительная система отроостком 5 соединена с системой зачистки балластных цистерн, а отроосток 1 служит для соединения с ней системы сбора, очистки и выдачи льяльных вод.

Осушительную систему обычно монтируют из цельнотянутых горячеоцинкованных труб, соединение труб фланцевое. Бронзовую арматуру применяют у выходов воды за борт и в качестве переключающей, остальная арматура осушительной системы — стальная. Защищают систему от электрохимической коррозии цинковые протекторы, устанавливаемые вблизи от бронзовой арматуры.

Осушительная система часто связана с балластной системой, и насосы, обслуживающие эту систему, используются в качестве балластных насосов. Такое совмещение функций насосов приводит к необходимости соединения клапанных коробок этих систем.

Характеристика осушительной системы является характеристикой простого трубопровода, рассчитывают ее из условий наибольшего сопротивления трубопроводов. У правильно спроектированной осушительной системы сопротивление всасывающего трубопровода должно быть меньше допусаемого по условиям всасывания насоса.



Для получения необходимых расчетных данных рекомендуется отдельно рассчитывать характеристики всасывающего и нагнетательного трубопроводов, а характеристику системы получать сложением напоров при их последовательном включении.

Характеристика нагнетательного трубопровода осушительной системы практически постоянна, а характеристика всасывающего зависит от длины трубопровода. В связи с изменением длины всасывающего трубопровода изменяется характеристика системы, что приводит к изменению подачи насоса и нагрузки электродвигателя. В осушительных системах, где такие изменения значительны, применяют специальные дроссельные клапаны, позволяющие стабилизировать подачу насоса путем увеличения гидравлического сопротивления трубопровода при увеличении через него расхода. Дроссельные клапаны регулируют при наибольшем сопротивлении системы, т.е. при осушении самого дальнего от насоса колодца и, следовательно, при наименьшей подаче насоса.

В процессе регулирования нажатием пружины клапана в трубопроводе устанавливается определенное давление. При осушении более близких к насосу колодцев сопротивление системы уменьшается, подача насоса увеличивается и вызывает соответствующее увеличение сопротивления дросселирования в клапане. В результате этого сопротивление сети увеличивается и устанавливается соответствующая ему меньшая подача насоса. Использование такого клапана значительно снижает диапазон изменения подачи насоса, стабилизируя работу системы при любых условиях работы.

## **8.5. Балластная система**

Балластная система служит для приема балластной воды на судно и ее откачивания.

По правилам классификации и постройки морских судов балластная система должна обслуживаться по крайней мере одним самовсасывающим насосом. В качестве балластного может быть использован 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. Балластная система должна быть проложена так, чтобы обеспечивать откачивание воды при крене

судна до 5°. Балластные цистерны судов с ледовыми усилениями должны быть оборудованы системой обогрева; рекомендуется обогрев цистерн, расположенных в районе грузовых трюмов.

На нефтеналивных судах используют две балластные системы: кормовую и носовую. Носовая балластная система может обслуживаться насосом осушительной системы.

Диаметр приемной магистрали, мм,

$$d_b = 18 \sqrt[3]{V_u},$$

где  $V_u$  — вместимость наибольшей балластной цистерны, м<sup>3</sup>.

Диаметры отрезков трубопроводов к отдельным цистернам определяются по этой же формуле. Подачу балластного насоса определяют по формуле (8.1).

Балластную систему собирают из цельнотянутых оцинкованных стальных труб, соединенных фланцами на резиновых или паронитовых прокладках; арматура бронзовая или стальная. На трубопроводах устанавливают цинковые протекторы вблизи бронзовой арматуры. На системе монтируются запорные клапаны.

При эксплуатации балластной системы необходимо следить за состоянием мановакуумметров и манометров, за состоянием протекторов и проводить их своевременную замену; рекомендуется полностью открывать действующую и закрывать бездействующую запорную арматуру.

По окончании балластировки или откачивания балласта центробежным насосом необходимо закрыть запорную арматуру на напорном трубопроводе, остановить насос, закрыть арматуру на приемном трубопроводе. Для консервации систему осушают, разбирают арматуру, смазывают и устанавливают на место в закрытом состоянии. Весь этот комплекс мероприятий обеспечивает наибольшую сохранность системы в условиях коррозии.

Трубопровод балластной системы рекомендуется рассчитывать в той же последовательности, что и осушительной. Это необходимо для правильного выбора насоса исходя из условий всасывания при откачивании балласта из наиболее удаленных цистерн.

На рис. 8.13 представлены характеристики  $I$  и  $I'$  балластных трубопроводов соответственно наиболее длинного и короткого, вычерченные из условия заполнения цистерн насосом с характеристикой  $H$  и кривой КПД  $\eta_n$ . Характеристика трубопровода  $I$  соответствует началу работы системы при заполнении форпика, когда он пуст,

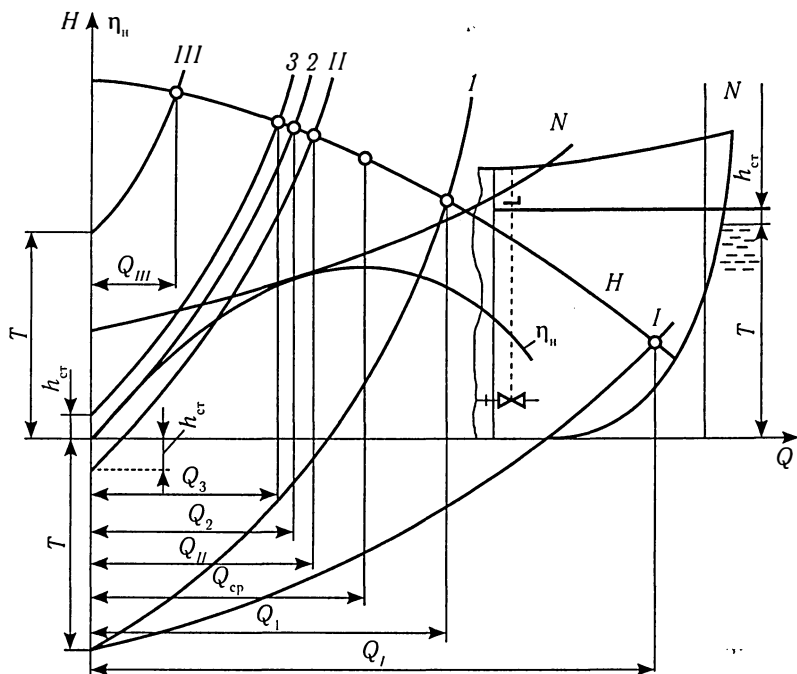


Рис. 8.13. Характеристики балластной системы

а осадка судна равна  $T$ . При подпоре  $T$  и характеристике  $I$  насос будет работать с подачей  $Q_1$ . По мере заполнения форпика, если считать, что осадка судна не меняется, уменьшается подпор; характеристика смещается вверх, и в момент окончания заполнения форпика занимает положение характеристики  $3$ . Такое смещение характеристики приводит к уменьшению подачи насоса до значения  $Q_3$ . Среднюю подачу насоса при заполнении форпика можно использовать для расчета времени заполнения этого отсека. Наибольшую подачу  $Q_1$  балластный насос развивает при заполнении ближайшей цистерны.

Другие условия в системе создаются при откачивании балласта за борт: в последний период осушения форпика должен создаваться значительный статический напор, смещающий характеристику трубопровода вверх. Такое смещение характеристики приводит к осязательному уменьшению подачи насоса, которая при откачивании балласта из форпика уменьшается от значения  $Q_{II}$  в начале процесса до  $Q_{III}$  в последний период.

Графики работы балластной системы показывают, что подача насоса может изменяться в широких пределах и при увеличении приводить к значительному увеличению потребляемой мощности.

Балластные системы развиваются в связи со специализацией судов и ростом их дедвейта. В балластных рейсах суда обычно балластируются на 15—20% дедвейта, а суда для навалочных грузов на 40—60%. При такой балластировке общий объем балласта на крупных судах достигает нескольких десятков тысяч кубических метров. Для приема и удаления этого балласта необходимы системы с большим расходом.

Примером такой системы (рис. 8.14) является балластная система с распределительным и разгрузочным каналами, применяемая на отечественных судах для навалочных грузов (балкерах) дедвейтом около 40 тыс. т. Система предназначена для обслуживания верхних, бортовых и донных балластных цистерн, ахтерпика и форпика. Заполнение и опорожнение всех балластных цистерн происходят самотеком и насосами. Для этого все цистерны снабжены трубопроводами с поворотными затворами, служащими для разобщения и сообщения цистерн с распределительным каналом б. Распределительный канал, расположенный в междудонном пространстве судна, имеет два участка: поперечный-кингстонный и продольный — вдоль всего судна до форпика. Кингстонный участок соединен со всеми кингстонами судна. Затворы, соединяющие распределительный канал с цистернами, расположены в специальных выгородках с дверьми из коридора а систем. Имеется вертикальный разгрузочный канал.

Балластировка судна производится самотеком через распределительный канал открытием соответствующих затворов. При этом вода поступает из распределительного канала в балластные цистерны. Балластировка с помощью насосов осуществляется также через распределительный канал, куда вода подается насосами. Удаление балласта за борт производится в обратном порядке.

Вертикальный разгрузочный канал используется для сброса воды из системы при переполнении балластных цистерн. Площадь поперечного сечения этого канала на 25% превышает суммарную площадь нагнетательных патрубков всех балластных насосов, а положение верхней кромки зависит от расположения его на судне, положения балластных цистерн, последовательности балластировки, состояния нагрузки корпуса и сопротивления воздушных труб. Такой вертикальный канал обеспечивает безопасную эксплуатацию насосов и балластных цистерн.

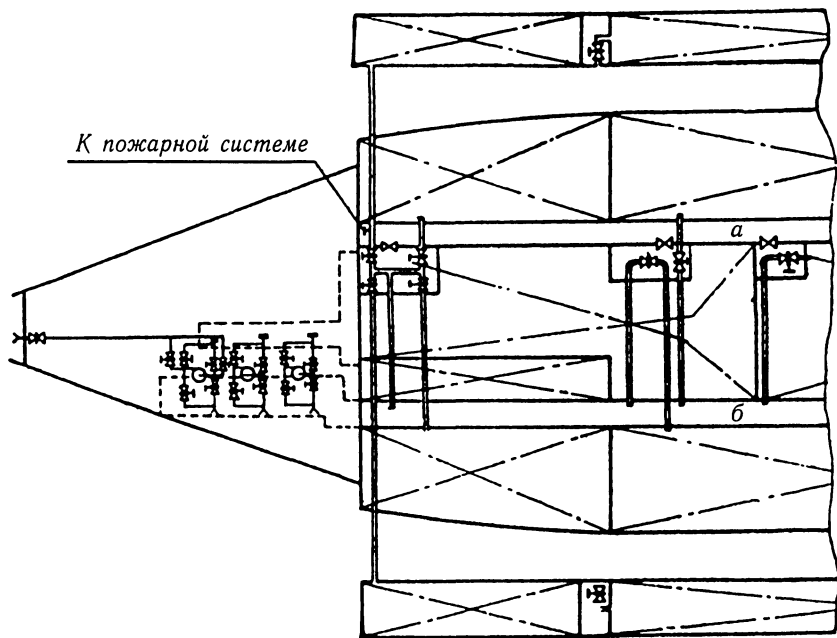


Рис. 8.14. Балластная система судна для навалочных грузов

В балластных системах большого расхода в качестве запорной арматуры используют поворотные затворы с гидроприводами. Такой затвор с поворотным диском и резиновым уплотнением, поршневым гидроприводом и сигнализирующим устройством можно использовать не только в балластных системах, но также в топливных и грузовых системах с давлением до 1,6 МПа. Затворы предназначены для работы в затопленных помещениях с давлением до 0,3 МПа. Гидропривод затвора работает при давлениях 7,5—15 МПа, имеет гидрозамки для фиксации диска в рабочем положении и термоклапаны для разгрузки цилиндров привода при повышении температуры рабочей жидкости. В качестве указателя положения диска затвора используется пневматический сигнализатор. Кроме дистанционного управления, затвор имеет аварийное управление с помощью ручного переносного насоса.

Отечественные экологически чистые нефтеналивные суда в районе грузовых танков имеют двойное дно и двойные борта. Во время балластных переходов эти пространства заполняют забортной водой

— изолированным балластом объемом 23 250 м<sup>3</sup>. Каждая балластная цистерна оснащается самостоятельным балластным трубопроводом с приемным патрубком, установленным на расстоянии 30 мм от днища (рис. 8.15). На эти трубопроводы в грузовом насосном отделении установлены поворотные затворы 4 с дистанционным управлением. Заполнение цистерн проводится самотеком и с помощью балластных насосов 1 через балластные кингстоны 2. Отлив может проводиться тремя способами: самотеком, насосами и эжекторами 3. Для осушения балластного трубопровода используется возвратно-поступательный насос. В аварийных ситуациях откачивание балласта возможно с помощью грузовых насосов при постановке специальных перемычек. Балластная система оборудована двумя электроприводными центробежными насосами подачи по 900 м<sup>3</sup>/ч при напоре 55 м. Электродвигатели насосов размещаются в машинном отделении. Четыре эжектора системы имеют подачу по 400 м<sup>3</sup>/ч при напоре 10 м.

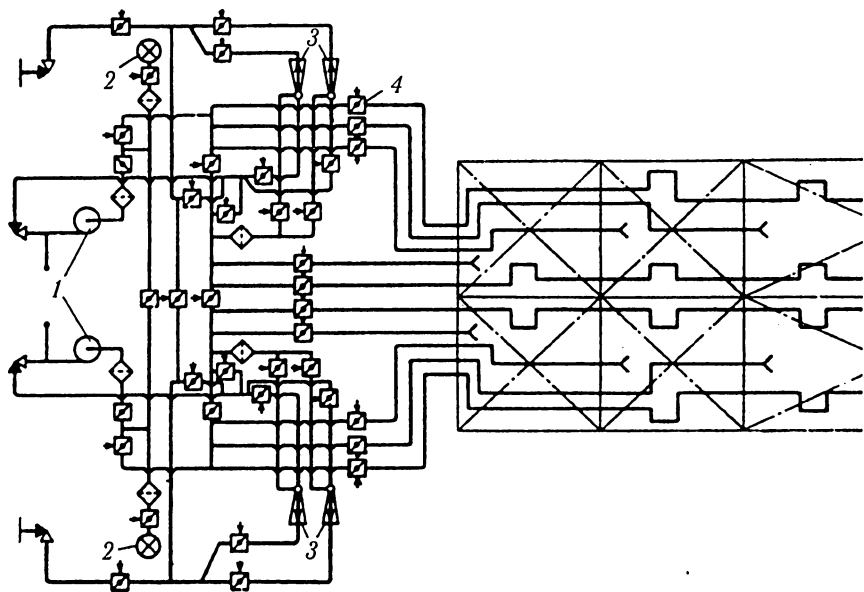


Рис. 8.15. Балластная система экологически чистого нефтеналивного судна

## 8.6. Водопожарная система

Водопожарная система (далее — пожарная система) является важнейшей системой общесудового назначения, обеспечивающей целостность судна, сохранность груза и охрану жизни членов экипажа и пассажиров. К пожарной системе предъявляют определенные требования.

Суммарная подача стационарных пожарных насосов должна быть не менее, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q = Km^2,$$

где  $K$  — коэффициент ( $K = 0,016$  для пассажирских судов с индексом деления на отсеки  $R > 0,5$ ;  $K = 0,012$  для пассажирских судов с  $R < 0,5$  и для нефтеналивных судов;  $K = 0,008$  для остальных судов);  $m = 1,68\sqrt{L(B + H_6)} + 25$  (здесь  $L$ ,  $B$ ,  $H_6$  — длина и ширина судна, высота борта до палубы переборок на миделе, м).

Число насосов, обеспечивающих подачу и минимальное давление в месте расположения любого пожарного крана, определяют по специальным таблицам. Наибольшая подача стационарных пожарных насосов на грузовых судах не должна превышать 180 м<sup>3</sup>/ч.

Длина пожарных рукавов 15—20 м на открытых палубах и не менее 10 м во внутренних помещениях. Пожарные рукава размещают возле кранов в сборе с пожарным стволом на катушках или в кассетах в состоянии, удобном для приведения их в действие. На открытых палубах рукава хранят в проветриваемых водозащищенных шкафах с надписями ПР.

Ручные пожарные стволы для тушения пожара в жилых, служебных и производственных помещениях должны иметь насадки диаметром 12 мм. Диаметр насадок ручных стволов в машинных отделениях и на открытых палубах устанавливают из условия обеспечения наибольшего расхода воды в две струи от насоса наименьшей подачи при давлении, регламентированном Регистром. Рекомендуется во внутренних помещениях применять комбинированные ручные пожарные стволы, создающие компактные и распыленные струи.

На пассажирских судах вместимостью более 1000 рег. т приемные кингстоны, пожарные насосы и их источники питания должны быть расположены в разных водонепроницаемых отсеках.

Стационарные пожарные насосы и их кингстоны должны располагаться на судне в отопляемых помещениях ниже ватерлинии,

насосы должны иметь самостоятельные приводы и подача каждого стационарного насоса должна быть не менее 80% полной подачи, поделенной на число насосов системы, но не менее 25 м<sup>3</sup>/ч.

Насосы пожарной системы не должны использоваться для осушения отсеков, в которых хранились нефтепродукты или остатки других горючих жидкостей. Стационарный пожарный насос можно использовать на судне и для других целей, если другой насос находится в постоянной готовности к немедленному действию по тушению пожара.

Общая подача стационарных насосов должна быть увеличена, если они одновременно с пожарной системой обслуживают другие системы пожаротушения. При определении этой подачи необходимо учитывать давление в системах. Если давление в подключаемых системах выше, чем в пожарной системе, подачу насоса необходимо увеличивать из-за увеличения расхода через пожарные стволы при повышении давления.

На грузовых судах диаметр пожарной магистрали рекомендуется таким, чтобы обеспечить подачу 140 м<sup>3</sup>/ч; расчетное давление в трубопроводах должно быть не менее 1 МПа. Магистральные трубопроводы, проложенные на открытых палубах, снабжают запорной арматурой для отключения их от системы, проходящей в отопляемых помещениях.

На нефтеналивных судах магистральный трубопровод должен иметь отсечные клапаны перед выходом из надстройки и через каждые 30 м на открытой палубе. На открытой палубе перед каждым отсечным клапаном устанавливают сдвоенные пожарные краны диаметром около 70 мм. Перед отсечным клапаном на выходе магистраль должна иметь отводы на левый и правый борт надстройки юта. Диаметр отводов должен быть рассчитан на подачу воды к двум кранам диаметром около 70 мм. На всех судах пожарная магистраль должна иметь устройства международного стандарта для соединения с береговой пожарной системой. Практически на всех судах с двумя насосами пожарная система должна выполняться по кольцевой схеме выше палубы переборок.

Насосы должны быть снабжены клапанами для отключения приемного и напорного трубопроводов, центробежные насосы — невозвратно-запорными клапанами на напорном трубопроводе.

Предусматривается дистанционный пуск одного пожарного насоса из рулевой рубки и помещения, где имеется постоянная вахта на стоянке. В этих помещениях устанавливают манометры для контроля за работой насоса.



Пожарные краны в коридорах устанавливаются на расстоянии не более 20 м, а на палубах — не более 40 м. В небольших помещениях краны устанавливают у входов.

В машинных отделениях должно быть не менее двух пожарных кранов с каждого борта, не считая кранов, установленных непосредственно у насосов. Пожарный кран устанавливают в носовой части туннеля гребного вала.

Все краны окрашивают в красный цвет. Минимальное давление у кранов, регламентируемое Регистром, на транспортных судах равно 0,28 МПа, на пассажирских — 0,32 МПа.

Стационарный аварийный пожарный насос обеспечивается всем необходимым для работы (источниками энергии для его привода, приемными кингстонами) при выходе из строя основных насосов и подключается к системе судна. В случае необходимости он обеспечивается устройством для самовсасывания. Аварийные насосы располагают в отдельных помещениях, а аварийные насосы с дизельным приводом обеспечиваются топливом на 18 ч работы. Подача аварийного насоса должна быть достаточной для работы двух стволов с наибольшим диаметром насадки, принятым для данного судна, и не менее 40% общей подачи насосов, но не менее 25 м<sup>3</sup>/ч.

Водопожарная система крупнотоннажного нефтеналивного судна, (рис. 8.16, а) обслуживается тремя основными стационарными центробежными пожарными насосами 10. Вода принимается из-за борта через кингстон 5, установленный на кингстонном ящике, или через клинкет 6 из ледового ящика правого борта. На приемном трубопроводе установлены грязевая коробка 4 и клинкет, отсекающие насосы от приемного трубопровода. На напорных трубопроводах насосов в непосредственной близости к ним установлены пожарные краны 9, а дальше — невозвратно-запорные клапаны 3, отсекающие насосы от общего напорного трубопровода. Такие клапаны предоставляют возможность включать любой насос в работу вне зависимости от состояния арматуры других насосов, обеспечивая этим постоянную готовность системы к действию. От общего напорного трубопровода сделаны пять ответвлений, образующих пожарную систему. Насосы могут отсоединяться от системы запорными клапанами 11 и работать вместе или отдельно, обеспечивая действие отдельных частей системы. В соответствии с правилами Регистра по бортам этой части машинного отделения установлены два клапана 2, 7 и клапан в кормовой части 1. От этой системы сделаны ответвления 8 для

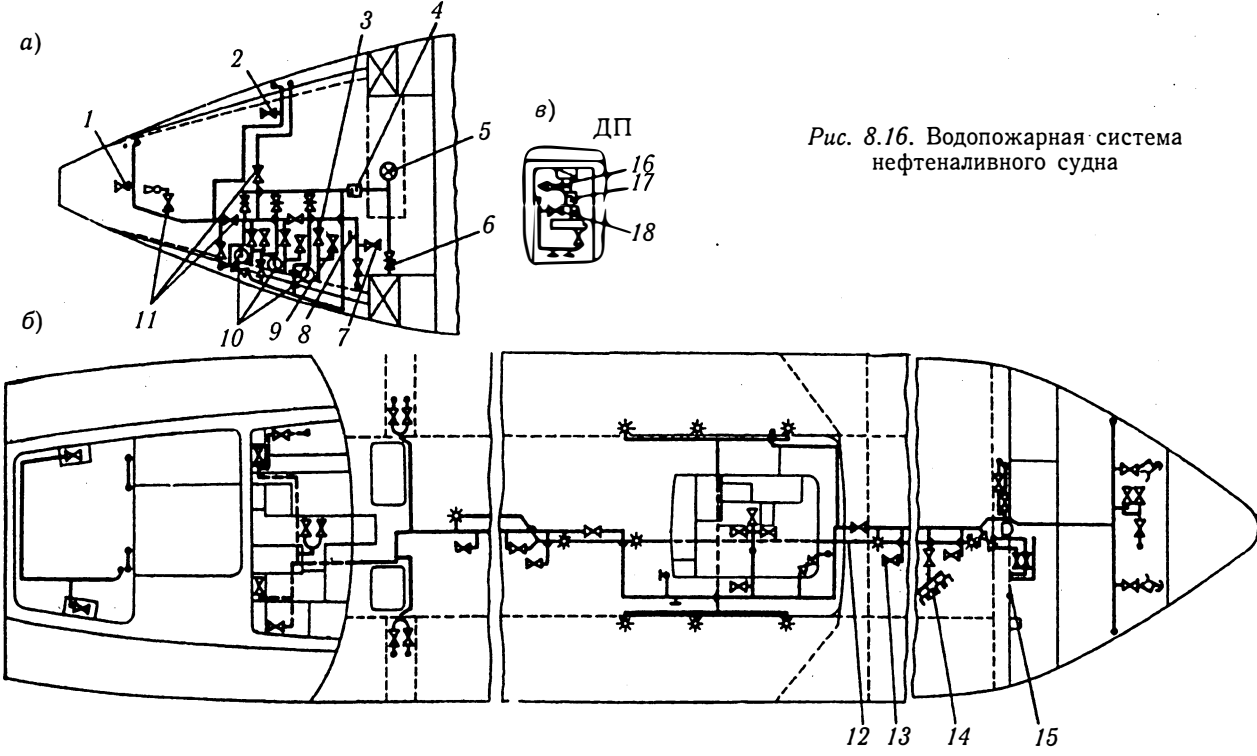


Рис. 8.16. Водопожарная система нефтеналивного судна

промывания ледовых ящиков и на систему осушения. Все насосы снабжены невозвратно-запорными клапанами и дублирующим приемным трубопроводом.

На пожарной магистрали верхней палубы (рис. 8.16, б), проложенной вдоль средней линии судна, установлены краны 13 и сделаны ответвления в надстройки. В носовой части судна магистраль трубопроводом 15 соединена с аварийным насосом, размещенным в носовом насосном отделении. К магистральному трубопроводу подключена система орошения 12 и два коллектора для получения воды с берега или с другого судна. На схеме указан носовой коллектор 14.

В носовом насосном отделении (рис. 8.16, в) установлен стационарный аварийный центробежный насос с дизельным приводом. На приемном трубопроводе установлена грязевая коробка 17. К этому трубопроводу присоединены трубопровод 16 системы охлаждения дизеля и балластно-осушительный трубопровод. Напорный трубопровод соединен с водопожарной системой судна и балластно-осушительной системой носовых отсеков. В носовом отделении установлен пожарный кран 18.

## 8.7. Система водоснабжения

Совмещенную систему питьевой и мытьевой воды с использованием только воды питьевого качества принято называть системой водоснабжения. Такое совмещение предотвращает использование для питья воды более низкого качества из мытьевой системы и возможность заболевания людей. Система водоснабжения служит для обеспечения водой пищеблока, кипятильников, умывальников, душевых и прочих потребителей пресной воды.

К воде, используемой в таких системах, предъявляются гигиенические требования: она должна быть безопасна в эпидемическом отношении, безвредна по химическому составу и иметь необходимые органолептические свойства. Вода характеризуется химическими, микробиологическими, токсикологическими и органолептическими показателями, регламентируемыми государственными стандартами.

Воду для систем водоснабжения морских судов получают из дистиллята забортной воды в установках питьевой воды. В этих установках производится обеззараживание озонированием, дезодорация и минерализация дистиллята. УПВ используют также для кондиционирования озонированием воды, хранившейся на судне.

Производительность УПВ, м<sup>3</sup>/ч,

$$Q = \frac{l,1V_u}{\tau},$$

где  $l,1$  — коэффициент запаса производительности установки;  $V_u$  — объем цистерны для приготовления и хранения воды, м<sup>3</sup>;  $\tau$  — время приготовления воды, ч.

Объем цистерны

$$V_u = V_1\tau_1,$$

где  $V_1$  — суточный расход воды, м<sup>3</sup>;  $\tau_1$  — время расхода ( $\tau_1 = 5$  сут).

Объем воды

$$V_1 = (q_1 + q_2)n_n n_k \cdot 10^{-3},$$

где  $q_1, q_2$  — нормы потребления соответственно питьевой и мытьевой воды, приходящиеся на одного человека, л/сут;  $n_n$  — число людей на судне;  $n_k$  — коэффициент комфортности.

На судне для хранения воды питьевого качества устанавливают две цистерны объемом каждой, достаточным для запаса питьевой воды не менее чем на 5 сут. Цистерны поочередно используют для приготовления и хранения в них воды. Приемные трубы в цистернах располагаются в два яруса: верхний — с двумя приемными патрубками на высоте 350 мм ниже верхнего уровня воды; нижний — также с двумя патрубками на высоте 350 мм ниже уровня, при котором включается УПВ. Напорные трубы с четырьмя патрубками находятся на высоте 250 мм от днища цистерны. Все патрубки размещаются равномерно. Такое расположение труб обеспечивает постепенное замещение дистиллята приготовляемой питьевой водой и ее перемешивание для достижения одинакового солесодержания по всему объему цистерны.

Перед приготовлением питьевой воды (рис. 8.17) опорожненную цистерну заполняют определенным количеством дистиллята; в соответствующие минерализаторные колонны 3 загружают дозированные количества солевых компонентов.

После подготовки к действию всех элементов УПВ питьевую воду готовят следующим образом. Одним из циркуляционных насосов 1 дистиллят по трубам 17 и 19 подается из цистерны в эжекторы 2 и колонны 3 для смешивания с озono-воздушной смесью,

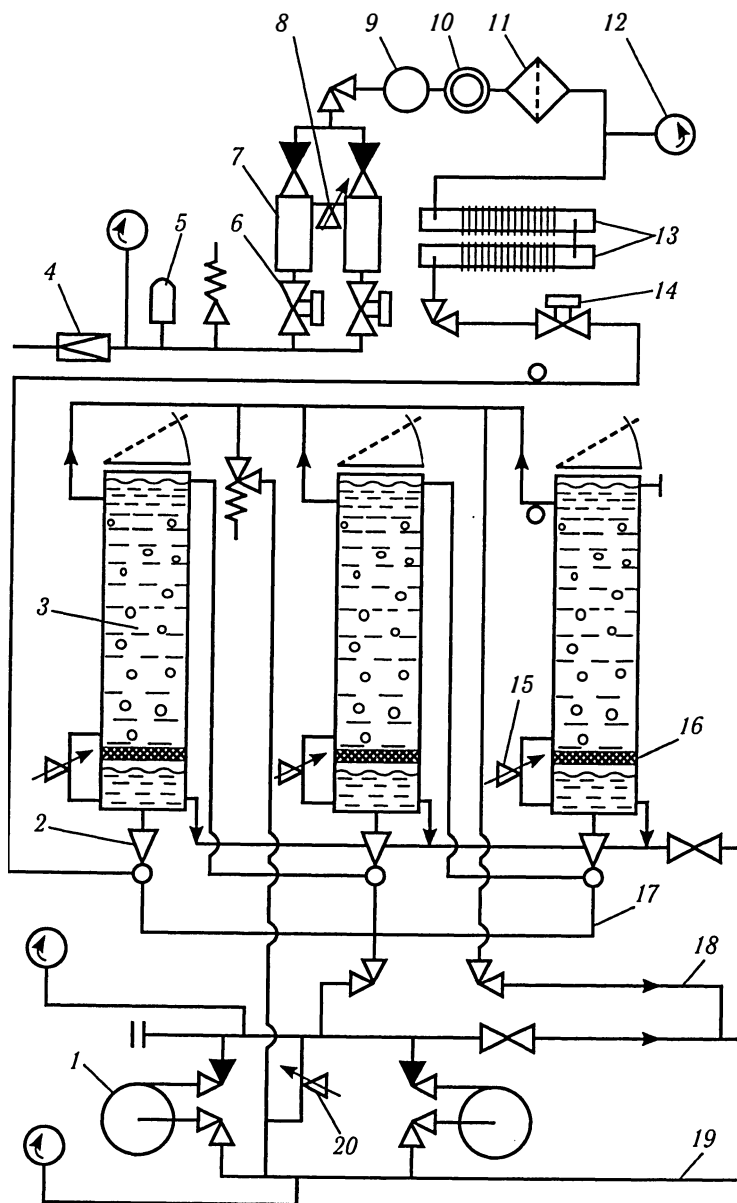


Рис. 8.17. Установка для приготовления питьевой воды

поступающей из озонаторов 13. Озонированный и минерализованный дистиллят (питьевая вода) из колонн по трубопроводу 18 направляется в нижнюю часть цистерны через четыре патрубка напорного трубопровода. В работающей установке давление перед эжекторами 2 устанавливается с помощью перепускного клапана 20. При истечении в эжекторах происходит засасывание озono-воздушной смеси, ее смешение с дистиллятом, т.е. осуществляется кратковременное первоначальное озонирование дистиллята. В колоннах 3 озono-воздушная смесь и дистиллят контактируют в течение 12 мин. Для этого смесь, попавшая в колонну, на керамической пластине 16 разделяется на воду и озono-воздушную смесь. Вода по обводному трубопроводу с регулируемым пробковым краном 15 перепускается за пластину 16, а озono-воздушная смесь проходит через нее в виде пузырьков и барботирует через весь объем воды. Этим достигается обеззараживание дистиллята. Вода при прохождении колонн растворяет солевые компоненты и минерализуется, приобретая необходимые вкусовые качества. Озono-воздушная смесь пропускается эжекторами последовательно через все колонны и полностью растворяется в приготавливаемой воде.

Для приготовления озono-воздушной смеси используют сжатый воздух. Он проходит через редукционный клапан 4 и клапаны 6 к влагопоглотителям 7. На трубопроводе для защиты озонаторов по давлению установлены реле давления 5 и предохранительный клапан. После влагопоглотителей воздух проходит через индикатор 9 влажности, ротаметр 10, фильтр 11. Расход воздуха через озонаторы регулируют с помощью углового клапана, установленного перед индикатором влажности, а измеряют ротаметром 10. Давление перед озонаторами 13 контролируют по манометру 12, а с помощью клапана 14 при неработающей установке предотвращается попадание воды в озонаторы.

Для обеспечения постоянного осушения воздуха влагопоглотители работают в двух режимах: адсорбции влаги селикагелем и его регенерации. Переключения производят клапанами 6 через 150 с. Регенерация селикагеля производится осушенным воздухом путем его отбора из работающего влагопоглотителя через дроссельное перепускное устройство 8. При осушении воздух во влагопоглотителе проходит снизу вверх, при регенерации селикагеля сверху вниз и выпускается в атмосферу через отключенный клапан 6.

Приготовленная в УПВ вода имеет солесодержание около 250 мг/л. Оно получается вследствие растворения в дистилляте

натрия кислого сернокислого  $\text{NaHSO}_4$ , магния сернокислого  $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ , кальция хлористого кристаллического  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ , натрия двууглекислого  $\text{NaHCO}_3$  и натрия фтористого  $\text{NaF}$ , которые входят в состав трех солевых компонентов, поступающих на судно в виде наборов для приготовления определенного количества воды. Для обеспечения работы системы водоснабжения применяют пневмоцистерну.

На судах используют также систему забортной воды, которую подобно системе водоснабжения пресной водой, оборудуют пневмоцистерной. Трубопроводы этой системы выполняют из коррозионно-стойких материалов.

### 8.8. Система вентиляции

Система вентиляции предназначена для поддержания в помещениях судна необходимых температур, влажности и состава воздуха. Она должна соответствовать следующим основным требованиям Регистра:

— воздухопроводы в помещениях ниже палубы переборок должны размещаться только в пределах водонепроницаемого отсека; вертикальные воздухопроводы ниже палубы переборок должны быть водонепроницаемыми и равнопрочными с судовыми конструкциями; воздухопроводы в районе огнестойких переборок должны быть оборудованы противопожарными заслонками с приводами, действующими с обеих сторон переборки; воздухопроводы в местах отпотевания должны быть снабжены изоляцией и арматурой для спуска воды;

— вентиляционные каналы для пожаро- и взрывоопасных смесей должны быть газонепроницаемыми;

— во всех системах вентиляции должна быть предусмотрена возможность закрытия всех приемных и выпускных отверстий.

В системах вентиляции, используемых для поддержания в помещениях определенной температуры, расход воздуха, кг/с,

$$G_{\text{в}} = \frac{\Sigma Q}{c_{\text{в}}(t_{\text{п}} - t_{\text{н}})},$$

где  $\Sigma Q$  — теплопритоки в помещение, кВт;  $c_{\text{в}}$  — удельная теплоемкость воздуха [для сухого воздуха  $c_{\text{в}} = 1$  кДж/(кг·°C)];  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{н}}$  — температура воздуха соответственно в помещении и наружного, °C.

При стабильных погодных условиях и показателях работы системы в помещении устанавливается температура

$$t_n = t_n + \frac{\Sigma Q}{c_B G_B} + \Delta t,$$

где  $\Delta t$  — подогрев воздуха в вентиляторе и воздухопроводе (равен 1–3°C).

Расход воздуха через систему вентиляции, необходимый для удаления избыточной влаги из помещения, кг/с,

$$G_B = \frac{W_n}{d_n - d_n},$$

где  $W_n$  — влаговыделения в помещении;  $d_n$ ,  $d_n$  — влагосодержание воздуха соответственно в помещении и наружного.

Влагосодержание в помещении в этих условиях  $d_n = d_n + W_n/G_B$ . При регулировании состава воздуха в помещении расход через систему вентиляции рассчитывают по предельной концентрации газов (например, водорода для аккумуляторных помещений).

Вентиляционные системы обслуживают значительное число потребителей (помещений, агрегатов, устройств, постов управления, мест работы и т.п.) и в силу этого в систему входят сложный воздухопровод с параллельным включением в него нескольких ответвлений на нагнетании, рециркуляционный либо всасывающий воздухопроводы. Расчет сопротивления в такой сети выполняется с помощью уравнения, Па,

$$p = \Delta p_B + \Delta p_{vy} + \Delta p_{др} + \Delta p_a + \Delta p_p.$$

Сопротивление воздухопровода между вентилятором и первым отводом

$$\Delta p_B = 1,9 \cdot 10^{-2} d_{вн}^{-5} l_n L_{вв}^2,$$

где  $d_{вн}$  — внутренний либо эквивалентный диаметр нагнетательного воздухопровода, м,  $l_n$  — приведенная длина нагнетательного трубопровода, м;  $L_{вв}$  — расход через воздухопровод, м<sup>3</sup>/с.

Приведенная длина

$$l_n = l + \beta \Sigma \zeta,$$

где  $l$  — длина трубопровода, м;  $\beta$  — поправочный коэффициент, зависящий от расхода;  $\zeta$  — коэффициент сопротивления.



Расход

$$L_{\text{вв}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}},$$

где  $\rho_{\text{в}}$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Сопротивление выпускного устройства

$$\Delta p_{\text{вы}} = \zeta \frac{v_{\text{от}}^2}{2} \rho_{\text{в}},$$

где  $v_{\text{от}}$  — скорость воздуха в ответвлении, м/с.

Сопротивление дроссельной шайбы в первом отводе

$$\Delta p_{\text{др}} = \zeta_{\text{дш}} \frac{v_{\text{от1}}^2}{2} \rho_{\text{в}},$$

где  $\zeta_{\text{дш}}$  — коэффициент сопротивления дроссельной шайбы;  $v_{\text{от1}}$  — скорость воздуха в первом отводе, м/с.

Коэффициент  $\zeta_{\text{дш}}$  зависит от отношения площадей отверстия в шайбе и сечения трубопровода (выбирают его из справочных таблиц). Установка дроссельных шайб во всех ответвлениях с определенными отверстиями позволяет распределить общий расход между всеми потребителями в соответствии с их потребностями. Коэффициент сопротивления каждой шайбы определяют по результатам расчета давления в соответствующих узловых точках. Расчет давления начинают с последней узловой точки, в которой давление равно сопротивлению последнего участка воздухопровода и его выпускного устройства. Начинаясь в этой узловой точке ответвление должно иметь сопротивление, совпадающее с сопротивлением последнего участка. Если сечения этих воздухопроводов одинаковы, то в ответвлении устанавливают дроссельную шайбу для повышения в нем сопротивления. Отношение сопротивлений дает возможность определить коэффициент сопротивления шайбы  $\zeta_{\text{дш}}$ , а по нему отношение

$$K_F = \frac{f_o}{f_{\text{вн}}},$$

где  $f_o$ ,  $f_{\text{вн}}$  — площади отверстия шайбы и внутреннего сечения воздухопровода, м<sup>2</sup>.

Расчеты давления во всех узловых точках дают возможность определить размеры всех дроссельных шайб и найти давление в первой узловой точке, равное сумме сопротивлений  $\Delta p_{\text{вы}} + \Delta p_{\text{др}}$ .

Сопротивление аппаратов, обслуживающих систему,  $\Delta p_a$  определяют суммированием всех сопротивлений аппаратов, установленных для обслуживания системы.

Сопротивление рециркуляционного (всасывающего) воздухопровода

$$\Delta p_p = 1,9 \cdot 10^{-2} d_p^{-5} l_{\text{пр}} L_p^2$$

где  $L_p = \chi L_{\text{вв}} (\rho_{\text{пр}}/\rho_n)$ , здесь  $\chi$  — степень рециркуляции;  $\rho_{\text{пр}}$  — плотность приточного воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho_n$  — плотность воздуха на выходе из помещений,  $\text{кг/м}^3$ .

После расчета давления по параметрам рабочей точки  $p$  и  $L_{\text{вв}}$ , пользуясь зависимостью  $p_i = p(L_i^2/L_{\text{вв}}^2)$ , определяют значения  $p$  для  $L_1 = 0,25L_{\text{вв}}$ ;  $L_2 = 0,5L_{\text{вв}}$ ;  $L_3 = 0,75L_{\text{вв}}$  и строят параболу характеристики воздухопровода. Пользуясь характеристикой воздухопровода и характеристиками вентиляторов, подбирают вентилятор, по параметрам подходящий для вентиляционной системы.

Принципиальные схемы вентиляционных систем приведены в одноименных учебниках прежних изданий.

## 8.9. Система отопления

Система отопления предназначена для обогрева судовых помещений различного назначения. Применяют четыре вида отопления: воздушное, паровое, водяное и электрическое. Воздушное, электрическое и водяное отопление применяют для обогрева жилых помещений. В бытовых, служебных и производственных помещениях используют паровое отопление. С помощью системы отопления поддерживается температура воздуха, °С: в жилых и общественных помещениях 19—21, медицинских 20—22, душевых и ваннных 24—26, ЦПУ 19—21, мастерских 15—17, на рабочих местах не ниже 12.

Общие тепловые потери через наружный контур надстройки судна, Вт,

$$\Sigma Q_n = (1,05 \div 1,1)[q_{\text{нз}} F_{\text{нз}} + \Sigma K_{\text{орг}} F_{\text{орг}}(t_n - t_c)] + 760n_n,$$

где  $1,05 \div 1,1$  — коэффициент, учитывающий непредвиденные тепловые потери;  $q_{\text{нз}}$  — удельный тепловой поток через наружные изолированные

ограждения отопляемых помещений, Вт/м<sup>2</sup>;  $F_{\text{нз}}$  — площадь наружных изолированных ограждений отопляемых помещений, м<sup>2</sup>;  $K_{\text{ори}}$  — коэффициент теплопередачи определенных неизолированных поверхностей, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $F_{\text{ори}}$  — площадь наружных ограждений отдельного неизолированного помещения, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{н}}$  — температура воздуха в отопляемом помещении, °C;  $t_{\text{с}}$  — расчетная температура снаружи контура — воздуха (−25°C), забортной воды (0°C), жидких грузов (5°C); 760 Вт — теплопотеря с вентиляционным воздухом, приходящаяся на одного пассажира либо члена экипажа;  $n_{\text{л}}$  — общее число людей на судне.

Удельный тепловой поток  $q_{\text{нз}}$  при температуре воздуха в отопляемых помещениях 20°C и относительной влажности  $\phi_{\text{в}} = 50 \div 80\%$  изменяется соответственно в пределах 85—30 Вт/м<sup>2</sup>.

Коэффициент теплопередачи через неизолированные ограждения, граничащие с воздухом, равен 6,4, с забортной водой — 8,2, жидким грузом — 4,7 Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Расход пара, кг/с,

$$G_{\text{п}} = \frac{1,05 \beta \Sigma Q_{\text{п}}}{r \cdot 10^3},$$

где 1,05 — коэффициент запаса;  $\beta$  — коэффициент проскока пара через конденсатоотводчик (в зависимости от его типа  $\beta = 1,01 \div 1,05$ );  $r$  — скрытая удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Расход воды, м<sup>3</sup>/с,

$$L_{\text{в}} = \frac{\Sigma Q_{\text{п}}}{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \Delta t_{\text{в}}},$$

где  $c_{\text{в}} = 4,19$  кДж/(кг·°C);  $\rho_{\text{в}} = 970$  кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta t_{\text{в}}$  — изменение температуры воды в системе водяного отопления, °C.

Суммарная мощность электрогрелок, кВт,

$$P_{\text{гр}} = \Sigma Q_{\text{п}} \cdot 10^{-3}.$$

Расход воздуха

$$G_{\text{воз}} = \frac{\Sigma Q_{\text{п}}}{c_{\text{воз}} (40 - t_{\text{п}})},$$

где 40 — температура воздуха, подаваемого в помещение, °C.

Поверхность нагрева приборов в системе парового отопления, м<sup>2</sup>,

$$f_{гр} = \frac{Q_n}{K_{гр}(t'_n - t_n)},$$

где  $Q_n$  — тепловые потери помещения, Дж;  $K_{гр} = 7,6$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) для многорядных грелок с кожухом;  $t'_n$  — температура пара, °С.

Поверхность нагрева приборов водяного отопления

$$f_{гр} = \frac{Q_n}{K_{гр}(t_{в\text{ср}} - t_n)},$$

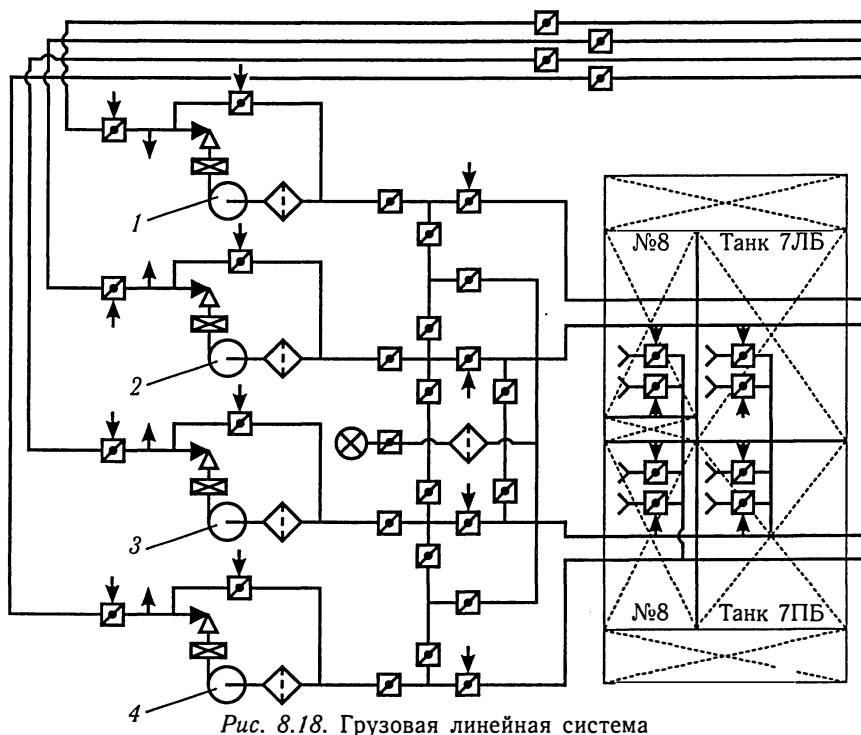
где  $K_{гр} = 11$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $t_{в\text{ср}} = (0,9t_{вр} - t_{во})/2$  (здесь  $t_{вр}$ ,  $t_{во}$  — температура воды соответственно на входе в приборы отопления и выходе из них, °С).

Описание устройства систем отопления и формулы для расчета трубопроводов приведены в учебной и справочной литературе.

### 8.10. Грузовые системы

Грузовая линейная система (рис. 8.18) отечественного нефтеналивного судна дедвейтом 60 тыс. т предназначена для приема, перекачивания и выдачи четырех сортов жидкого груза, приема и откачивания в грузовые танки балласта, подачи воды в систему мойки танков. Система обслуживается четырьмя центробежными насосами 1—4 ( $Q = 1500$  м<sup>3</sup>/ч;  $H = 120$  м). На судне семь пар грузовых танков. Танки № 8 левого и правого бортов могут использоваться в качестве грузовых, а во время мойки танков — в качестве отстойных. Система обслуживает следующие группы танков: первую группу, состоящую из танков № 1 и 5; вторую группу — из танков № 2 и 6; третью — из танков № 3 и 7 и четвертую — из танков № 4 и 8. Каждая группа танков имеет отдельные насос и трубопровод.

Трубопровод в приемном колодце танка заканчивается двумя отростками с патрубками, расположенными на расстоянии 100 и 30 мм от днища колодца. Для уменьшения разбрызгивания и воронкообразования патрубки снабжены конусами-гасителями. Все отростки трубопроводов снабжены поворотными затворами с дистанционным гидравлическим управлением. Напорные трубопроводы



системы выведены через шахту грузового насосного отделения на верхнюю палубу и заканчиваются в средней части судна на каждом борту приемо-отливными патрубками, снабженными поворотными затворами с ручным управлением. Груз в танки принимается через грязевые коробки патрубков по стоякам, которые соединяются с трюмными трубопроводами грузовой системы в танках № 5.

Система рассчитана на прием 10 тыс. м<sup>3</sup>/ч при  $D_y = 400$  мм. Все трубопроводы снабжены сильфонными компенсаторами и заземлены на корпус судна.

На отечественных судах большой грузоподъемности для перевозки навалочных, насыпных грузов и нефтепродуктов грузовые системы имеют некоторые особенности. Грузовая система обеспечивает одновременную погрузку в три трюма при помощи береговых средств с интенсивностью 10 тыс. м<sup>3</sup>/ч и выдачу их судовыми средствами — двумя грузовыми насосами подачей по 5000 м<sup>3</sup>/ч при давлении 0,78 МПа.

Грузовую систему используют также для откачивания моечной воды из трюмов и приема и откачивания балласта. Магистральный трубопровод выполнен в виде сварного канала круглого сечения в междудонном пространстве под трюмами с ответвлениями и запорной арматурой к приемным колодцам каждого трюма. Грузовая система автоматизирована. Управление грузовыми клинкетами — гидравлическое с тремя пультами управления, расположенными на посту управления перегрузочными операциями, в машинном отделении и в средней надстройке.

Трубопровод грузовой системы с целью проверки потери напора в нем рассчитывают как простой трубопровод постоянного сечения при известном расходе через него. Расход через трубопровод соответствует подаче насоса, выбранной на основании заданного времени разгрузки судна и числа грузовых насосов. Для грузового трубопровода постоянного сечения расчетным участком может быть весь всасывающий трубопровод. Для определения условий всасывания необходимо построить характеристику всасывающего трубопровода.

Таким же образом проводят гидравлический расчет нагнетательного трубопровода. Суммирование потерянных напоров позволяет найти напор, потребляемый всем грузовым трубопроводом.

Центробежный насос, примененный в качестве грузового, должен иметь широкий диапазон регулирования подачи и напора. Для этой цели на судне с паротурбинной энергетической установкой применяют турбопривод насосов, позволяющий изменять частоту вращения рабочего колеса насоса в широких пределах. Такой способ регулирования наиболее приемлем для насоса, так как его КПД в интервале регулирования подачи изменяется мало.

В процессе выгрузки с понижением уровня груза в танках увеличивается статическая составляющая напора, характерного для трубопровода, и подача насоса уменьшается. Аналогичное наблюдается и при увеличении противодавления в сети нефтебазы.

Для уменьшения подачи грузового насоса применяют и дроссельное регулирование на нагнетании. В большинстве случаев при выгрузке используют сочетания упомянутых способов регулирования в зависимости от конкретных условий. Применяют включение двух насосов на один трубопровод при условии нормального всасывания.

Оптимальным вариантом использования грузовой системы являются условия, на которые она проектировалась. Нефтеналивные суда применяют для перевозки различных жидких грузов. С увеличением

вязкости перекачиваемого груза в значительной степени изменяются рабочие характеристики насоса, падают его подача и КПД, увеличивается потребляемая мощность. В условиях эксплуатации эти изменения могут происходить и при уменьшении температуры груза. Кроме того, с увеличением вязкости груза вырастает динамическая составляющая напора в трубопроводе. Это приводит к увеличению крутизны характеристики трубопровода. Таким образом, совместное изменение характеристик насоса и трубопровода при изменении вязкости груза приводит к значительному уменьшению его перекачки.

Во время откачивания груза из танка, как отмечалось, над приемным патрубком образуется завихрение в виде воронки. При снижении уровня в танке воронка может доходить до приемного отверстия патрубка, и воздух засасывается внутрь насоса, прерывая его подачу. Для устранения этого необходимо приемный патрубок сверху закрыть (рис. 8.19) крышкой 1 и поставить вертикальную переборку 2 для устранения вихреобразования.

Большое значение для нормальной работы грузового насоса имеет удаление газовой смеси, выделяющейся в насосе (рис. 8.20). Накапливающиеся в насосе 5 и сепараторе 6 газы и воздух через клапаны с поплавковым приводом удаляются в вакуум-цистерну 2, где вакуум — насосами водокольцевого типа 3 поддерживается разрежение. С помощью сепаратора поддерживается постоянный подпор перед насосом независимо от уровня груза в танке. С уменьшением уровня груза в танке значительно увеличивается количество

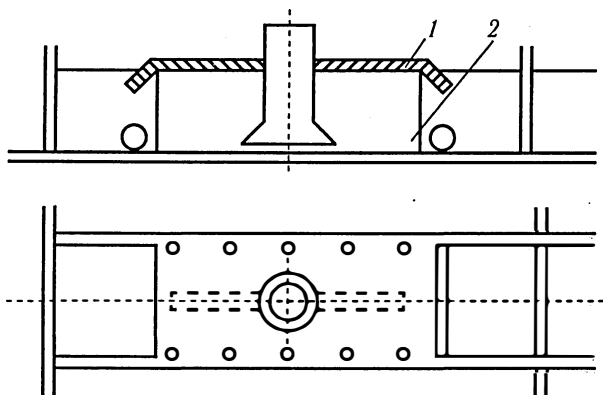


Рис. 8.19. Приемный патрубок грузовой системы

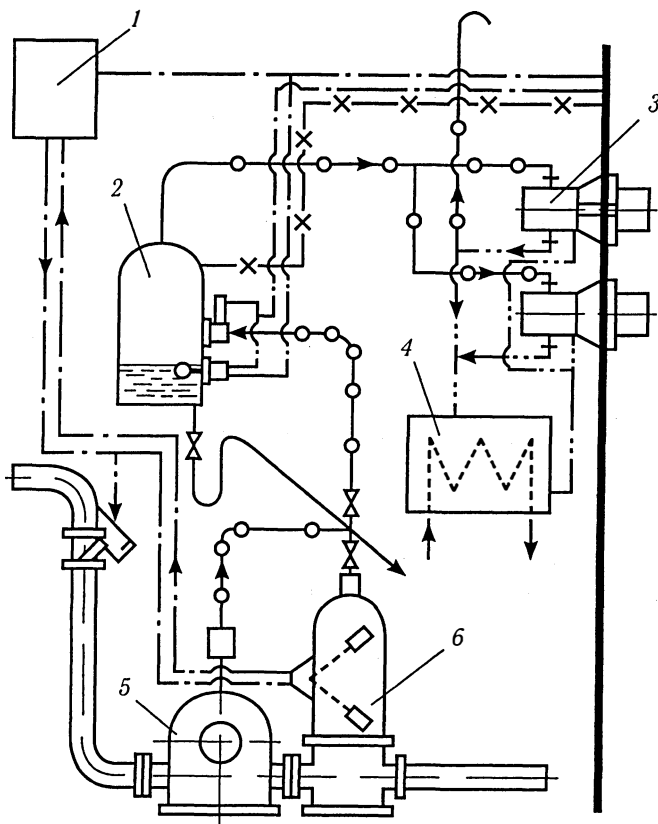


Рис. 8.20. Системы отсоса газов (воздуха) и регулирования подачи дросселированием

выделений, что в конечном итоге приводит к снижению уровня в сепараторе, при котором срабатывает регулятор серводвигателя запорного клинкетта на нагнетательном трубопроводе грузового насоса. Клинкетт частично прикрывается, снижается подача насоса, увеличивается давление во всасывающем трубопроводе, и работа сепаратора стабилизируется.



Вакуум-цистерна снабжена реле с поплавковым приводом, которое воздействует на клапан спуска груза. Вакуумные насосы удаляют воздух и пары груза в атмосферу, а пресная вода направляется в резервуар 4.

Система отсоса газовоздушной смеси оборудована контрольно-измерительной аппаратурой, установленной на щите 1, а также аппаратурой для ручного и автоматического управления. Использование устройства для удаления газовоздушной смеси перед грузовым насосом дает возможность автоматизировать процесс откачивания груза, регулируя дросселированием. При высокой надежности этого устройства отпадает необходимость в использовании на судне зачистной системы.

Правила эксплуатации грузовой системы рекомендуют следующее:

— в процессе *подготовки системы к действию* необходимо очистить все грязевые коробки, закрыть клинкеты грузового и зачистного трубопроводов, провести внешний осмотр системы и устранить все неисправности; пуск насосов производить в соответствии с заводской инструкцией;

— при *повседневном обслуживании системы* необходимо следить за исправностью всех трубопроводов, арматуры, путевых соединений, заземления и контрольно-измерительной аппаратуры, содержать все грязевые коробки в очищенном состоянии, устранять неисправности, систематически разрабатывать приводы к клинкетам;

— при *выводе системы из действия* после остановки насоса следует закрыть все ранее открытые клинкеты, осушить трубопроводы;

— при *длительном бездействии* системы рекомендуется трубы содержать сухими, а клинкеты — смазанными, техническим вазелином, для чего разобщить трубы, извлечь клинкеты, смазать и установить на место в закрытом состоянии.

Грузовой насос подачей до 6000 м<sup>3</sup>/ч, характеристики которого показаны на рис. 8.21 применяют на судах большой грузоподъемности для перевозки навалочных, насыпных грузов и нефтепродуктов. Насос имеет горизонтальное исполнение. Корпус и рабочее колесо насоса выполнены из бронзы, а вал — из высокопрочной антикоррозионной стали. Корпус имеет горизонтальный разъем для удобства ремонтных и профилактических работ в процессе эксплуатации насоса. Всасывающий и нагнетательный патрубки отлиты вместе с нижней половиной корпуса. Вал установлен на шарикоподшипниках. Насос

имеет механические торцовые уплотнения. Защита шарикоподшипников с консистентной смазкой у насоса обеспечивается импеллерами, предназначенными для удаления нефтепродуктов, проникающих через уплотнения, в дренажные трубопроводы.

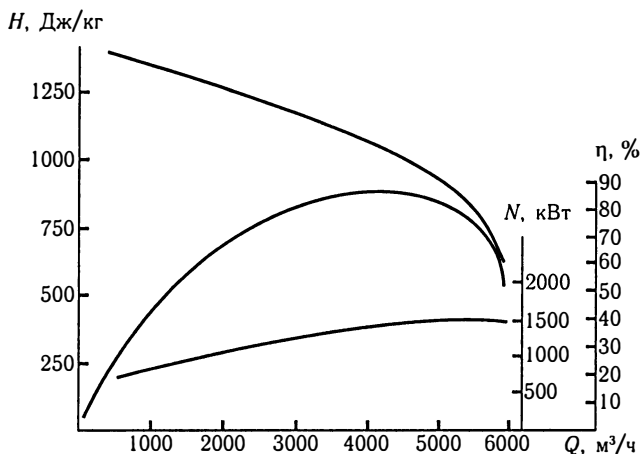


Рис. 8.21. Характеристики грузового насоса

### 8.11. Зачистная система

Зачистная система предназначена для зачистки остатков груза из трубопроводов грузовой системы и грузовых танков в случае отказа автоматической системы регулирования подачи насосов грузовой системы, выдачи остатков груза, обеспечения работы системы мойки танков.

Зачистная система нефтеналивного судна дедвейтом 60 тыс. (рис. 8.22) обслуживается двумя винтовыми насосами  $Z$  с турбоприводом, расположенном в машинном отделении. Подача насоса  $300 \text{ м}^3/\text{ч}$  при напоре 100 м. Грузовое насосное отделение осушается с помощью возвратно-поступательного насоса  $I$  с электроприводом. Этот насос используют для удаления остатков груза из зачистной

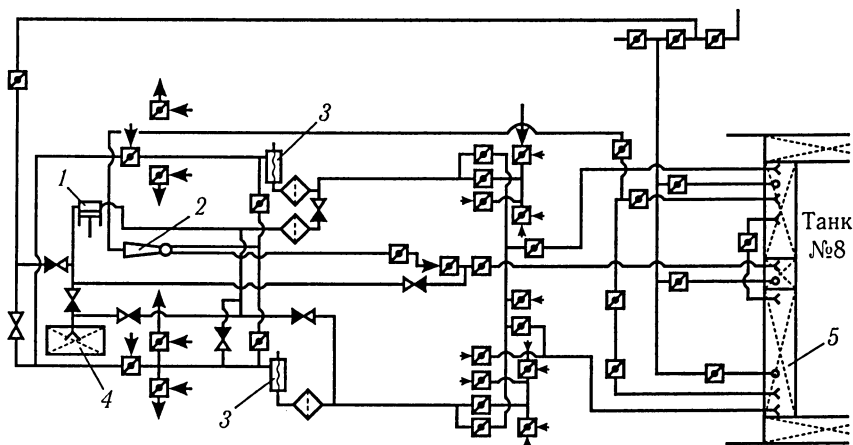


Рис. 8.22. Зачистная система

системы и для осушения балластной системы. Подача насоса  $25 \text{ м}^3/\text{ч}$  при напоре 25 м. В качестве аварийного насоса применяют водяной эжектор 2 подачей  $250 \text{ м}^3/\text{ч}$  при напоре 10 м. Остатки груза сливаются в цистерну 4 грузового насосного отделения. Эта цистерна опоражнивается через зачистную магистраль в цистерну 5 сбора остатков груза и танки № 8 при использовании их в качестве отстойных.

## 8.12. Газоотводная система

Газоотводная система нефтеналивного судна служит для обеспечения обмена воздухом между атмосферой и танком или цистерной при загрузке, разгрузке, балластировке судна и через дыхательные клапаны во время рейса. Газоотводная система по правилам Регистра может быть объединена только с системой инертных газов. Все трубы газоотводной системы, включаемые в общую магистраль, должны иметь огнепреградители. Газоотводное оборудование присоединяют к верхнему покрытию танков и цистерн для их осушения при нормальном крене и дифференте судна. Внутренний диаметр отдельных труб должен быть не менее 80 мм, а магистральных — не менее 100 мм. Выходные концы труб газоотводной системы должны иметь легкоснимаемую пламепрерывающую арматуру с проходным сечением, одинаковым с сечением открытого конца трубопровода.

Любые трубопроводы газоотводной системы должны обеспечивать вертикальный поток газозвоздушной смеси. Площадь сечения газоотводных, труб должна быть достаточной для пропуска объема газов (с учетом одновременного испарения), равного 1,25 наибольшей производительности при погрузке. При действии системы давление в танках, цистернах не должно быть выше пробного давления и не допускается вакуум более 7 кПа. Выходные концы труб с высокоскоростными устройствами располагают на высоте 2 м над грузовой палубой и на расстоянии 10 м от палубных машин, оборудования и помещений, которые могут создать опасность воспламенения.

На отечественных нефтеналивных судах дедвейтом 60 тыс. т газоотводная система выполнена автономной для каждого танка. Система служит для отвода газозвоздушной смеси из танка при загрузке судна, предотвращения потери груза в результате испарения и исключения загазованности на палубе. Газоотводное устройство каждого танка состоит из газоотводной трубы высотой 2,4 м, автоматического газовыпускного устройства, дыхательного клапана с пламепрерывающей сеткой и насадкой для вертикального выброса газа, установленного параллельно газовыпускному устройству, и огнепрерывателя с гранулированным наполнителем.

Газовыпускное устройство срабатывает на выпуск при давлении 5 кПа, включается оно только при загрузке и дегазации танков; в рейсе, при разгрузке и мойке танков газовыпускное устройство выключается. Работает в это время дыхательный клапан, открываясь на выпуск при давлении 13 кПа и открываясь на впуск при вакууме 7 кПа. Дыхательный клапан снабжен ручным приводом для полного открытия.

В алюминиевом корпусе 4 пламепрерывателя (рис. 8.23) размещена кассета 2 — плотная сетка, выполненная навивкой алюминиевых лент (плоской и гофрированной) на стержень. Для обеспечения плотности кассеты и создания проходного сечения, равного сечению трубопровода, гофры лент выполнены с шагом 3 мм. Кассета плотно посажена внутри корпуса на слой замазки 3. К корпусу прикреплен болтами переходной патрубком 1.

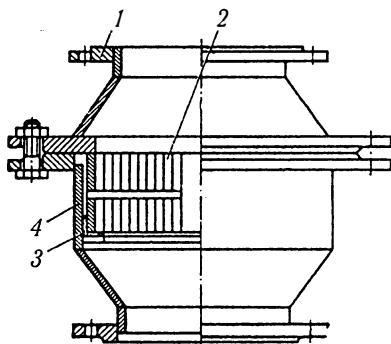


Рис. 8.23. Пламепрерыватель

Корпус 5 дыхательного клапана (рис. 8.24) выполнен из бронзового литья. В нем размещены две тарелки — нижняя 4 и верхняя 3. Сверху корпус закрыт крышкой 2. Во время перегрузочных операций клапан открывается вручную от привода 1. После окончания перегрузки клапан переводится тем же приводом на автоматический режим работы, во время которого при повышении давления в расширителе до 13 кПа нижняя тарелка клапана поднимается и газы по системе удаляются в атмосферу.

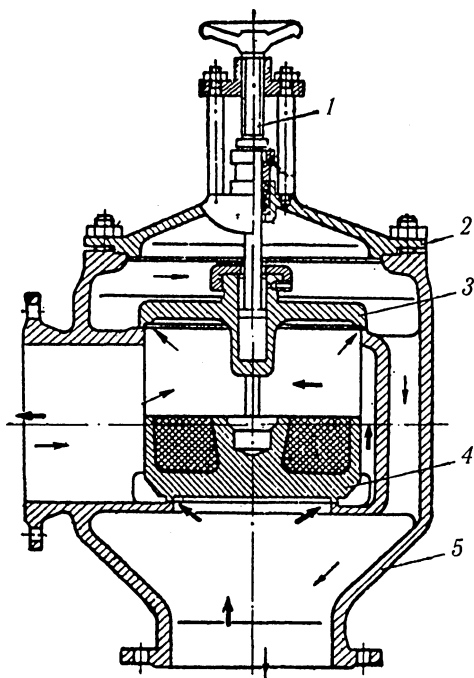


Рис. 8.24. Дыхательный клапан

Снижение температуры окружающей среды приводит к охлаждению груза и образованию вакуума в расширителе танка. При вакууме, равном 7 кПа, верхняя тарелка поднимается, пропуская воздух по обводному каналу в корпусе клапана внутрь расширителя танка, и давление выравнивается, после чего верхняя тарелка садится на место и танк снова изолируется от атмосферы. Изоляция танка от атмосферы на достаточно продолжительное время приводит к снижению потерь груза от испарений.

### 8.13. Система инертных газов

Систему инертных газов в соответствии с правилами Регистра применяют в качестве основного средства пожаротушения в сухогрузных трюмах при использовании автономного генератора газов и средства предупреждения пожара в грузовых танках нефтеналивных судов путем создания невоспламеняющейся атмосферы. С этой целью системой должен подаваться инертный газ с содержанием кислорода по объему не более 5% при температуре до 65°C в танки и 50°C в трюмы сухогрузных судов. В качестве инертных газов могут использоваться дымовые газы котлов. Производительность системы на 25% должна превышать суммарную подачу грузовых насосов при разгрузке судна. Система инертных газов должна обслуживаться двумя газодувками, при нормальных условиях работы системы газодувками должно поддерживаться давление не больше 20 кПа. Скрубер и газодувки системы устанавливают в корму от всех грузовых танков, а систему оборудуют устройствами контроля и сигнализации.

Схема системы инертных газов нефтеналивного судна (рис. 8.25) дает представление о расположении ее трубопроводов 1 на верхней палубе, о соединении ее с грузовыми трубопроводами 2 и о схеме потоков инертного газа при замещении атмосферы в танке (разрез А—А). Система состоит из устройства охлаждающего и очищающего дымовые газы вспомогательного котла, газодувок, подающих газы по трубопроводам в танки, устройств дистанционного управления арматурой и автоматического управления системой и приборов для анализа состава газа в грузовых танках. Система имеет необходимый состав инертного газа — дымовых газов котла при его нагрузке 40% и более.

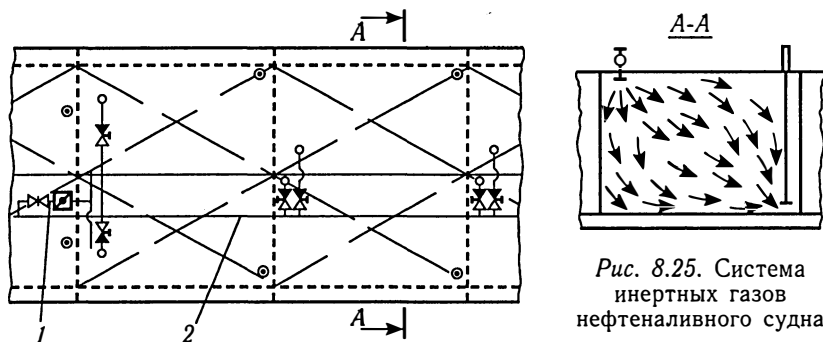


Рис. 8.25. Система инертных газов нефтеналивного судна

В скрубере — прямоточно-пенном аппарате охлаждения и очистки первой и второй ступеней (рис. 8.26) — дымовые газы пропускаются через поток забортной воды, подаваемой специальным насосом, охлаждаются до температуры не менее  $35^{\circ}\text{C}$  и очищаются от агрессивных примесей. Перемешивание газов с водой и вспенивание потока получается в результате закручивания потока на входных и выходных лопастях. После этого процесса газ для отделения влаги проходит через каплеотделитель (рис. 8.27). Газодувка через водяной затвор (рис. 8.28) подает газ в трубопроводы к танкам. В газодувке инертный газ нагревается примерно на  $30^{\circ}\text{C}$ . Подача газодувки  $7500\text{ м}^3/\text{ч}$  при давлении 23 кПа (на судах дедвейтом 60 тыс. т). Для обеспечения долговечности системы инертных газов скруббер и каплеотделитель выполнены из титанового сплава, водяной затвор — из нержавеющей стали, трубопровод забортной воды — из мельхиора.

Отечественные суда для перевозки насыпных, навалочных грузов и нефтепродуктов оборудованы аналогичными системами с газодувками подачи по  $7000\text{ м}^3/\text{ч}$  при давлении 22,5 кПа. В трюмах с помощью такой системы поддерживается давление около 8,8 кПа.

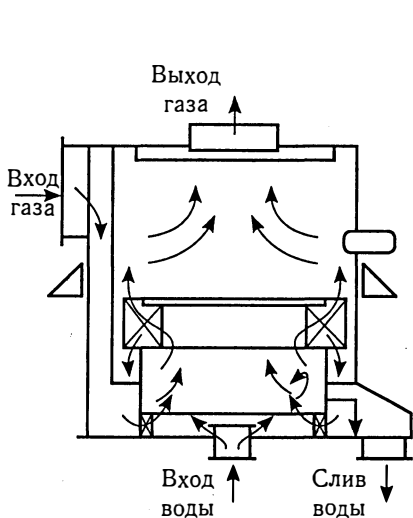


Рис. 8.26. Скруббер

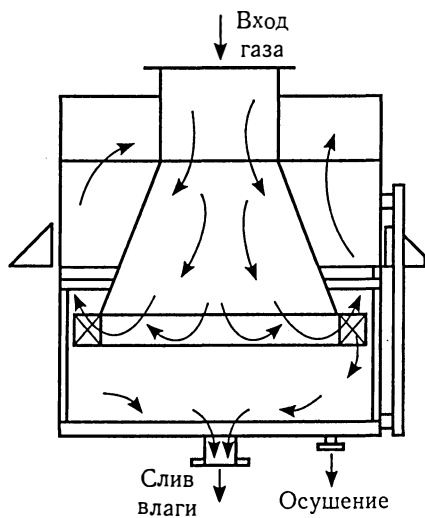


Рис. 8.27. Каплеотделитель

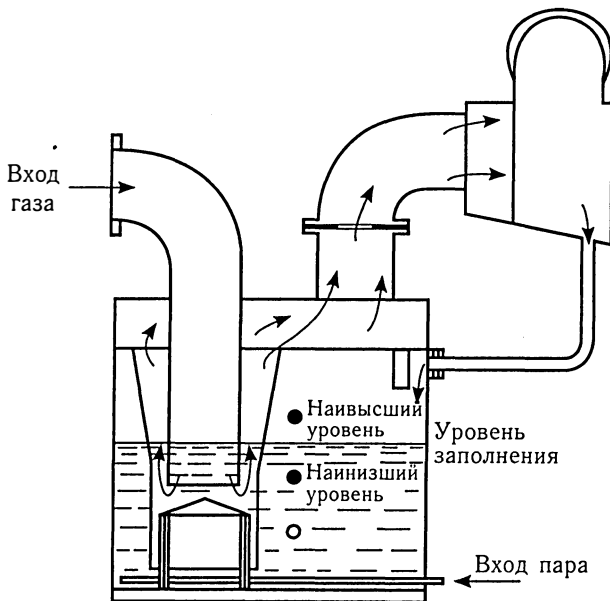


Рис. 8.28. Водяной затвор

#### 8.14. Система подогрева жидкого груза

Жидкий груз нагревается с целью уменьшения его вязкости перед откачиванием в береговые емкости.

Система подогрева в каждом танке состоит из ряда змеевиков, размещенных на высоте 100 мм от днища танка. Насыщенный пар давлением 0,6 МПа проходит по магистральному паропроводу к распределительным клапанным коробкам, от которых в танки проложены паропроводы системы обогрева. Конденсат из системы подогрева поступает к трехходовым кранам, установленным на коллекторах. С помощью кранов осуществляются продувание змеевиков, выпуск воздуха при вводе системы в действие и контроль за работой системы. Коллекторы подключены к конденсатному трубопроводу, по которому конденсат направляется к конденсатосборнику. Система снабжена арматурой, выполненной из бронзы или латуни.

Система обогрева танков выполнена из латунных труб, что значительно увеличивает срок службы системы, уменьшает объем



ремонтных работ. Эксплуатация системы осуществляется согласно инструкции.

На отечественных судах для перевозки насыпных, навалочных грузов и нефтепродуктов система подогрева оборудована подогревателями. Нефтепродукты прокачиваются через подогреватели зачистными насосами.

В качестве греющего теплоносителя используется пар. С помощью системы подогрева поддерживается температура груза около  $+40^{\circ}\text{C}$  при температуре заборной воды  $0^{\circ}\text{C}$  и воздуха  $-15^{\circ}\text{C}$ . Система подогрева со змеевиками на таких судах оборудуется только в отстойных танках.

### 8.15. Система мойки танков

После выгрузки груза на внутренних поверхностях танков в виде прилипшего слоя и на днище танков в виде остатка после зачистки остается часть груза. Количество этого остатка зависит от свойств груза (вязкости, парафинистых включений, механических примесей) и состояния поверхности конструкций танка. Этот неоткачиваемый остаток нефтепродуктов иногда составляет 0,3—0,5% всего груза.

При балластном переходе производится балластировка части грузовых танков для придания судну необходимых мореходных качеств. Международная конвенция по предотвращению загрязнения моря нефтепродуктами выдвинула требование мойки танков с целью прихода в порт погрузки с чистым балластом.

Для удаления остатков нефтепродуктов применяют системы механизированной и химико-механизированной мойки танков. С помощью таких систем быстро, с минимальными затратами ручного труда производится качественная очистка танков от нефтепродуктов без загрязнения ими моря.

Трубопровод моечной воды изготовлен из цельнотянутых стальных труб, соединенных фланцами со стальной и бронзовой арматурой. Мойка танков осуществляется стационарными либо переносными моечными машинами, подключаемыми к системе с помощью шлангов.

Во время мойки вода движется по замкнутому контуру (рис. 8.29): отстойный танк 1 — насос 5 — водоподогреватели 2 — моечные машины — замываемый танк — зачистная система — насос — отстойный танк 3 — отстойный танк 1. Для ускорения отстоя нефтепродуктов

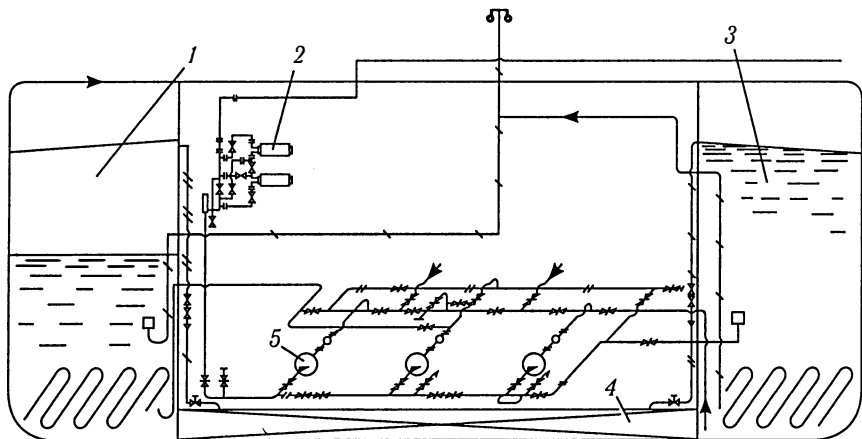


Рис. 8.29. Система механизированной мойки танков по замкнутому циклу

вода в танках подогревается змеевиковыми подогревателями. Отстоявшиеся нефтепродукты всплывают и сливаются по трубопроводу в цистерну 4.

В качестве моечной воды используется забортная вода. В начале мойки вода из-за борта насосом 5 подается к моечным машинам, а другим насосом — в отстойный танк 3. После заполнения отстойного танка 3 она вытесняется в отстойный танк 1 по трубопроводу. После заполнения отстойного танка 1 насос 5 переводится на работу по замкнутому циклу.

Система мойки может работать и с применением моечных препаратов, что улучшает качество мойки. В случае применения этих препаратов эмульсией полностью заполняется отстойный танк 1 и частично отстойный танк 3.

Рассмотренная система мойки танков называется *двухкаскадной* так как в ней использованы два отстойных танка. Применяют и *однокаскадные системы* с одним отстойным танком. В *разомкнутой системе* мойки танков моечная вода после отстоя удаляется за борт, а свежая забортная вода подается в систему. Такая система снабжается отстойными танками для обеспечения необходимой очистки воды от нефтепродуктов.

На отечественных крупнотоннажных судах для перевозки навалочных, насыпных грузов и нефтепродуктов применены системы механизированной мойки трюмов. Мойка может производиться

стационарными гидромониторами или четырьмя ручными моечными машинами. Вода к гидромониторам подается грузовыми насосами по трубам, установленным на верхней палубе. Мойка осуществляется, с применением моечных препаратов. При работе ручных моечных машин вода подогревается до 65°C в двух подогревателях. Система обеспечивает также мойку трюмов сырой нефтью.

На нефтеналивных судах дедвейтом 60 тыс. т система мойки танков предназначена для удаления с поверхности танков нефтеостатков, подготовки танков для размещения в них чистого балласта или для их осмотра и ремонта без проведения огневых работ, подготовки для ремонта с огневыми работами. Система оборудована стационарными моечными машинами, размещенными по две внутри каждого танка. Мойка танков в зависимости от ее цели осуществляется нефтью, перевозимой в них, либо водой. Система мойки обслуживается двумя насосами зачистной системы и эжектором. Подогревается вода для этой системы в двух водоподогревателях.

Кроме 30 стационарных моечных машин, на судне имеются переносные машины, зачистные эжекторы, домывочные стволы и пневмоподъемники. Для домывки танков на верхней палубе имеются горловины. Подача нефти в систему мойки осуществляется отбором части груза, либо нефть откачивается из танка насосом и подается в его моечные машины. Рабочей жидкостью для моечных машин в этих случаях является вода из пожарной системы. При мойке танков водой рабочей жидкостью машин является моечная вода, подаваемая по моечному трубопроводу.

Промывочная вода из танков забирается насосами или эжектором в танк № 8 левого борта — это первая ступень отстоя. Отстоявшаяся вода по переливному трубопроводу перетекает в танк № 8 правого борта — вторую ступень отстоя. Для сбора отмытых нефтепродуктов и остатков нефтепродуктов из трубопроводов между танками № 8 размещена цистерна.

Стационарная система мойки танков нефтью (рис. 8.30) предполагает наличие в каждом танке по две моечные машины 2 в каждом танке. На трубопроводе установлены манометры 1 и термометр 3 для контроля за рабочими параметрами системы.

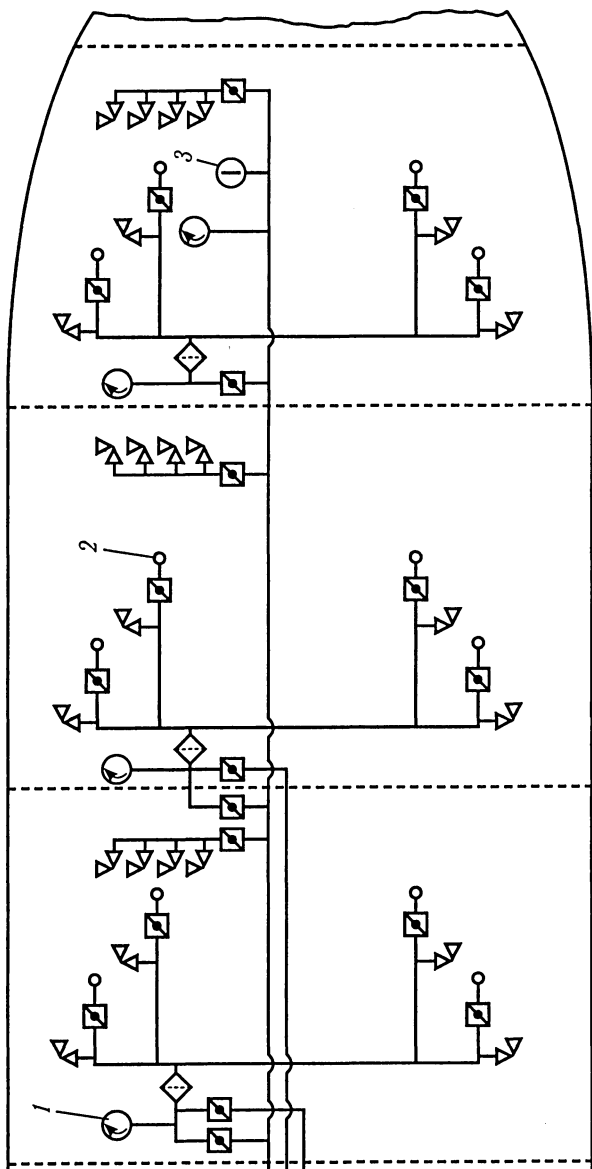


Рис. 8.30. Система мойки танков нефтью

### 8.16. Грузовая система газове́за

Грузовая система газове́за (рис. 8.31) предназначена для приема и выдачи груза. Подача груза на судно осуществляется береговыми средствами, а выдача — судовыми грузовыми погружными насосами 3 (насосы находятся в трюмах на окончаниях трубопроводов). Грузовой трубопровод на выходе из трюма оснащен двумя клапанами, один из которых обратный. При отказе одного из них второй приводится в действие автоматически. На палубе в один магистральный трубопровод 5 включаются трубопроводы двух танков: например, в первый магистральный трубопровод включаются отводы от танков № 1 и 3, во второй — от танков № 2 и 4. Оба магистральных трубопровода в средней части судна имеют выходы на оба борта с двумя клапанами на каждом. Внутри трюма, кроме трубопроводов для выгрузки, имеются трубопроводы 2 для приема груза, трубопроводы 1 для возврата конденсата испаряющегося груза через грузовой трубопровод и трубопровод 4, с помощью которого холодная парожидкостная смесь разбрызгивается внутри груза. Эта смесь подводится к трюму по конденсатному трубопроводу 6.

Трюмы на газове́зе заполняются по объему на 95—97%. При заполнении танка на 98,5% срабатывает предохранительное устройство, подающее команду на автоматическое закрытие соответствующего клапана. Клапан закрывается в течение 15 с, предотвращая гидравлический удар при быстром закрытии и разрывы шлангов, соединяющих береговые трубопроводы с судовым грузовым трубопроводом.

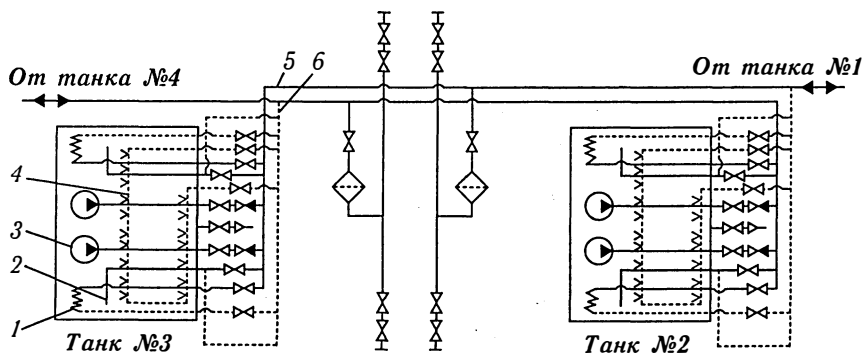


Рис. 8.31. Грузовая система газове́за

На газовозах любого типа для возврата в трюмы испарившегося груза используют установки (одно- и двухступенчатые) для его повторного сжижения, поэтому на верхней палубе газовоза, кроме грузового и конденсатного трубопроводов, уложены трубопроводы для отвода газов из трюмов.

Грузовая система газовоза во всех операциях по приему, транспортированию и откачиванию на берег различных нефтяных газов и аммиака тесно связана с действием других систем. Их взаимодействие рассматривается в инструкциях по эксплуатации газовозов и изложено в учебных пособиях по холодильным установкам.

### **8.17. Дифференциальная и креновая системы ледокольных судов**

**Дифференциальная система.** Система служит для быстрого изменения дифферента судна путем перекачивания значительного количества водяного балласта из одной оконечности судна в другую за время 5—15 мин. Дифференциальную систему используют при раскалывании льда большой толщины. Для этого при дифференте на корму ледокол разгоняется и с ходу наползает на лед. Перекачивание балласта в дифференциальные отсеки носовой оконечности судна приводит к раскалыванию льда и продвижению ледокола. Затем циклы работы ледокола повторяются, и он продвигается вперед, осуществляя проводку каравана судов через льды.

Дифференциальная система проста по устройству, оборудована насосами большой подачи и трубопроводами со значительными проходными сечениями.

Часто на ледоколах для перемещения балласта используют сжатый воздух давлением 0,3—1 МПа (рис. 8.32). Для перемещения балласта из отсека 1 в отсек 10 сжатый воздух поступает через трубопровод 2, запорный клапан 3, редукционный клапан 4 и распределитель 6 в этот отсек, балласт по трубопроводу 13 вытесняется в отсек 10, воздух из этого отсека выходит в атмосферу по трубопроводу 9 через глушитель 7. Обратное перемещение балласта осуществляется после переключения распределителя на вытеснение сжатым воздухом балласта из отсека 10 в отсек 1. Прием балластной воды из-за борта или ее откачивание производится через патрубок 14. Защита трубопроводов системы от перегрузок осуществляется предохранительным клапаном 5, а отсеков — клапанами 11; путевая арматура

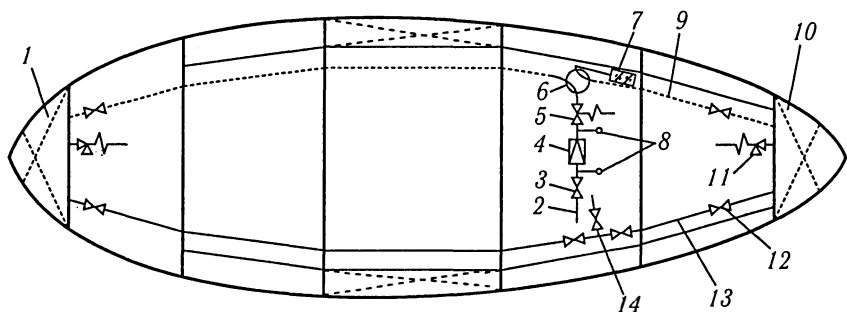


Рис. 8.32. Дифференциальная система

системы состоит из клапанов 12. Давление воздуха контролируется манометрами 8.

**Креновая система.** Система обеспечивает быстрое (в течение 1—3 мин) накренение ледокола для освобождения от сжатия льдов. Креновая система ледокола оборудована насосами большей подачи по сравнению с подачей насосов дифференциальной системы. Насосы должны развивать небольшие напоры, так как трубопроводы креновой системы имеют незначительные гидравлические сопротивления. В большей степени этим требованиям отвечают реверсивные осевые насосы.

В автономной креновой системе ледокола (рис. 8.33) водяной балласт из кренового отсека 3 перекачивается в отсек 8 насосом 5 по трубопроводу 7. Насос после реверса перекачивает балласт обратно в отсек 3, что приводит к накренению судна и освобождению его от сжатия. Для предотвращения деформации трубопровода креновой системы во время сжатия корпуса ледокола используют компенсаторы 1. Разобзаются креновые отсеки и трубопроводы клинкетом 2. Для заполнения или опорожнения от балласта отсеков 3 и 8 креновая система патрубком 6 соединена с балластной системой. Для привода насоса в действие установлен электродвигатель 4.

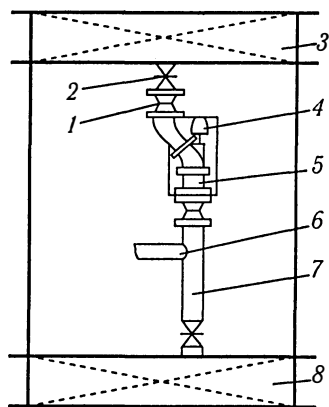


Рис. 8.33. Креновая система

### 8.18. Креновые системы

Креновые системы применяются на судах с горизонтальным способом грузообработки для ликвидации крена свыше  $2^\circ$ , который образуется при выполнении грузовых операций. Эти системы также используются для контроля остойчивости таких судов.

На рис. 8.34 изображена принципиальная схема креновой системы с центробежным насосом. Систему обслуживает резервный насос системы охлаждения главного двигателя. Подача насоса —  $400 \text{ м}^3/\text{ч}$  при давлении нагнетания  $0,3 \text{ МПа}$ . Насос оборудован защитой по срыву подачи с выдачей сигналов в ЦПУ. В составе системы — две цистерны. Цистерна левого борта имеет объем  $158$ , а цистерна правого борта —  $240 \text{ м}^3$ . Эти бортовые балластные цистерны имеют обогрев и размещены на нижней палубе судна. Они несколько смещены в корму от мидель-шпангоуна. Каждая цистерна снабжена двумя воздушными трубами. Трубы выведены на главную палубу. Головки воздушных труб имеют поплавковые клапаны. В цистернах установлено по три креновых сигнализатора уровня воды.

Управление системой осуществляется с помощью четырех поворотных затворов и двух клинкетных задвижек.

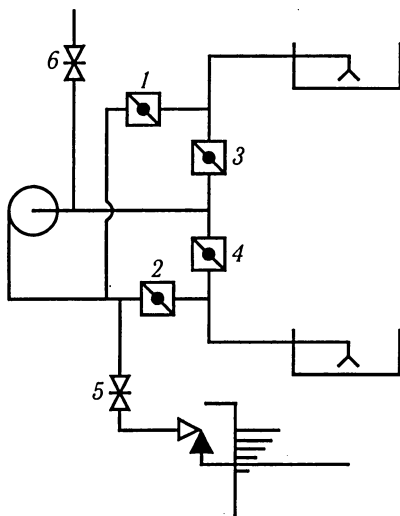


Рис. 8.34. Креновая система



Прием воды из-за борта производится через задвижку 6, откачка — через задвижку 5. Перекачка из цистерны в цистерну осуществляется при открытых затворах 3—2 либо 4—1. Чтобы заполнить цистерну левого борта необходимо открыть затвор 1. При заполнении цистерны правого борта открывают затвор 2. Заполнение может производиться самотеком либо при использовании насоса. Опорожняются цистерны с помощью насоса.

Дистанционное и автоматическое управление креновой системой осуществляется из рулевой рубки, а ручное — из машинного отделения. При этом используется система «Нарочь-6».

Поворотные затворы и клинкетные задвижные системы — гидроприводные.

### Креновая система с воздушным компрессором

На рис. 8.35 изображена принципиальная схема креновой системы с воздушным компрессором. Такая система состоит из двух бортовых цистерн, в которых созданы воздушные подушки.

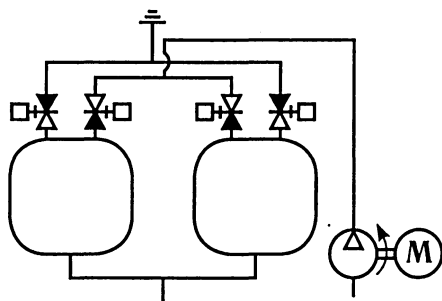


Рис. 8.35. Креновая система с воздушным компрессором

Цистерны оборудованы обратными клапанами для подачи в них воздуха компрессором и выпуска его в атмосферу. Управление клапанами осуществляется пневматической системой с давлением воздуха до 1,2 МПа. Давление воздушной подушки —  $0,07 \div 0,08$  МПа. При действии системы перепуск воды между цистернами производится по трубопроводу, проложенному в цистернах двойного дна. Чтобы подготовить систему к действию, цистерны на половину объема заполняют водой с помощью балластной системы. Опорожняют систему от воды, выводя ее из действия.

*Вопросы для самопроверки*

1. Какие материалы применяют для изготовления труб судовых систем?
2. Какие различают виды давлений при определении эксплуатационных характеристик трубопроводов?
3. Как определить толщину стенки трубы?
4. Назовите виды компоновок систем.
5. Дайте характеристики видов соединений труб.
6. Напишите формулы для расчета пробных давлений при гидравлических испытаниях трубопроводов.
7. Какие известны виды арматуры трубопроводов?
8. Как рассчитать параметры характеристики простого трубопровода? Опишите методы построения общей характеристики простого трубопровода.
9. Как провести испытания, расчет и построение натурной характеристики трубопровода?
10. Напишите формулу для определения допустимого бескавитационного перепада давления в клапане; какова причина кавитации?
11. Как определить расход через предохранительный клапан?
12. Как по правилам Регистра регламентируются основные параметры осушительной системы?
13. Каковы основные особенности осушительной системы и ее насосов?
14. Назовите основные требования Регистра, предъявляемые к балластным системам.
15. Каковы основные особенности эксплуатации балластной системы балкера?
16. Назовите основные требования Регистра, предъявляемые к водопожарным системам.
17. Приведите основы расчета пневмоцистерн.
18. Назовите особенности действия грузовых и зачистных систем нефтеналивных судов.
19. Какие требования предъявляют к газоотводным системам?
20. Расскажите о принципе действия системы инертных газов.
21. Назовите способы мойки танков нефтеналивных судов.
22. Каковы специальные системы газозовов, ледаколов?

## Глава 9. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ НАГРЕВА, ОХЛАЖДЕНИЯ И ДЕАЭРАЦИИ

### 9.1. Назначение и классификация теплообменных аппаратов

Теплообменные аппараты используют для передачи теплоты от теплоотдающей среды к тепловоспринимающей. По назначению судовые ТА подразделяют на энергетические, вспомогательные и бытовые.

*Энергетические ТА* применяют в СЭУ для охлаждения воды, масла и наддувочного воздуха дизелей, конденсации пара и подогрева питательной воды в конденсатно-питательных системах, а также для подогрева топлива перед форсунками дизелей и паровых котлов.

*Вспомогательные ТА* используют для подогрева или охлаждения рабочей среды в судовых системах и вспомогательных установках — системах гидропривода судовых устройств, водоопреснительных установках, установках очистки нефтесодержащих вод и др.

*Бытовые ТА* применяют в системах кондиционирования воздуха, отопления жилых и служебных помещений, санитарно-бытовых системах.

По принципу работы ТА делят на три вида:

— *рекуперативные ТА* (относятся все судовые аппараты за исключением деаэраторов), в которых при одновременном протекании рабочих сред теплота передается через разделяющую эти среды поверхность (рис. 9.1, *а—ф*);

— *регенеративные ТА*, в которых процесс передачи теплоты от теплоотдающей среды к тепловоспринимающей разделяется по времени на два периода и происходит при попеременном нагревании и охлаждении насадки (на морских судах не применяют);

— *смесительные ТА*, в которых теплообмен происходит при непосредственном соприкосновении рабочих сред (к ним относятся судовые деаэраторы).

### 9.2. Требования к теплообменным аппаратам, их конструктивные особенности

К теплообменным аппаратам предъявляются общие требования, характерные для всех судовых устройств: высокая надежность

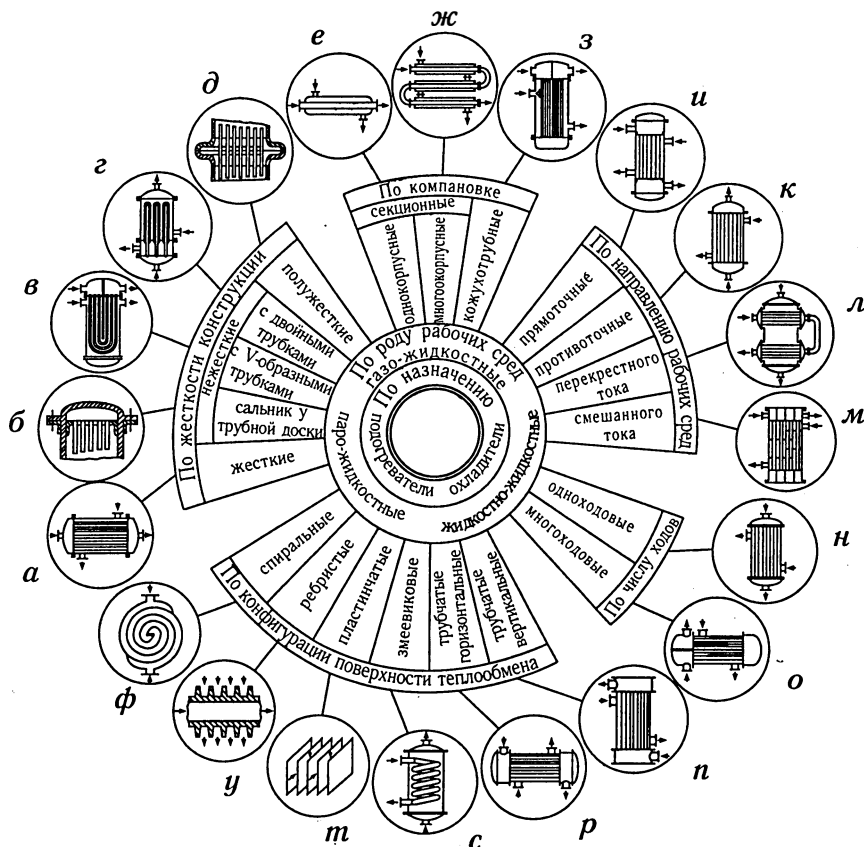


Рис 9.1. Классификация рекуперативных теплообменников

в течение заданного срока, простота обслуживания и ремонта, приемлемые массогабаритные характеристики и стоимость.

Конструктивное исполнение ТА зависит от их целевого назначения, параметров рабочих сред и тепловой нагрузки. Большинство судовых ТА представляют собой кожухотрубные конструкции с круглыми прямыми, U-образными и змеевиковыми трубами. При разностях температур рабочих сред  $\Delta t < 60^\circ\text{C}$  применяют ТА с прямыми трубками и двумя одинарными или двойными трубными досками, которые устанавливают в цилиндрический корпус, называемый кожухом (см. рис. 9.1, а). В этих ТА наряду с жестко закрепленными трубными досками иногда в целях разгрузки конструкции

от продольных усилий используют подвижные (плавающие) трубные доски (см. рис. 9.1, б). В случае значительной разности температур, когда  $\Delta t > 60^\circ\text{C}$ , применяют ТА с U-образными (см. рис. 9.1, в) или змеевиковыми (см. рис. 9.1, с) трубками и одной трубной доской или специальными коллекторами. Такая конструкция облегчает задачу снижения температурных напряжений в корпусе и трубках ТА вследствие их неодинаковых масс и различных коэффициентов линейного расширения (применяют в подогревателях топлива, питательной воды и т. д.). Недостатком этих ТА является возможность очистки труб изнутри только химическим способом.

Для компенсации температурных удлинений в ТА с прямыми трубками применяют линзовые компенсаторы. Их приваривают к корпусу аппарата, что делает конструкцию нежесткой (см. рис. 9.1, д). Во всех конструкциях ТА предусмотрены устройства для выпуска воздуха при заполнении аппарата и слива теплоносителей.

Для интенсификации теплообмена и обеспечения требуемых скоростей рабочих сред судовые кожухотрубные ТА выполняют многоходовыми (см. рис. 9.1, м, о). Для этой цели в крышках кожуха устанавливают поворотные камеры, а в межтрубном пространстве — разделительные сегментные перегородки (для организации поперечного тока рабочей среды, см. рис. 9.1, м) или продольные неперекрывающие перегородки (для организации продольного тока, см. рис. 9.1, о).

Корпуса ТА изготавливают из нержавеющей сталей ОХ18Н12Т или ОХ18Н10Т и цветных металлов — латуни ЛО62-1 и мельхиора МНЖМц30-1-1. Крышки делают литыми стальными или из бронзы, трубные доски — из легированной стали, латуни и медно-никелевых сплавов.

Скорость движения рабочих сред ограничена 3 м/с из-за низкого предела выносливости материалов. Аппараты, в которых одной из рабочих сред является морская вода, комплектуют теплообменными трубками, изготовленными из меди и сплавов цветных металлов. При скорости воды в трубках до 3 м/с и температуре их внутренней стенки не выше  $60\text{--}80^\circ\text{C}$  трубки выполняют из мельхиора, при скорости воды до 2 м/с и температуре стенки до  $50^\circ\text{C}$  — из медно-никелевого сплава МНЖ-5-1, при скорости воды до 1,2 м/с — из латуни ЛО70-1, при скорости воды до 0,9 м/с — из меди МЗС. Латунь Л68 или нержавеющую сталь ОХ18Н10Т используют для изготовления труб применяемых в ТА, где рабочими средами являются пар и конденсат или пар и масло со скоростью движения потока не более 1,8 м/с,

углеродистую сталь 10 — в ТА с рабочими средами в виде топлива и пара или топлива и конденсата. Максимальная скорость насыщенного либо влажного пара для всех материалов трубок во избежание их эрозионного разрушения не должна превышать 50 м/с. Максимально возможная скорость жидких сред для трубок из углеродистой и нержавеющей сталей определяется допустимыми потерями давления этих жидкостей в ТА.

Диаметром теплообменных труб определяются масса и габариты кожухотрубных ТА. Трубы с наружным диаметром менее 10 мм не применяют из-за трудности очистки их быстрозасоряющихся внутренних полостей. Обычно наружный диаметр трубок в кожухотрубных ТА находится в пределах 12—20 мм при толщине стенки 1—2 мм. В каждом ходу многоходового ТА стремятся разместить одинаковое число трубок для обеспечения равномерного распределения скоростей в них. Таким способом выравнивают гидравлические сопротивления и теплотехнические характеристики по всему ТА.

Теплообменные трубки закрепляют в трубных досках *развальцовкой, развальцовкой в сочетании со сваркой и просто сваркой*. Последний вариант применяют в ТА, к которым предъявляются особые требования в отношении плотности соединений. Однако ввиду того, что при сварке создаются условия для щелевой коррозии и двусторонней коррозии сварного шва, часто варианту закрепления труб сваркой предпочитают установку двойных трубных досок с развальцованными в них трубками. Передовой технологией закрепления труб является их *взрывная развальцовка*. При взрыве заряда внутри трубки возникает высокое давление, вызывающее деформацию трубки в трубной доске. Применяют также электрогидравлический способ развальцовки труб.

Трубки со стороны рабочей среды с меньшим коэффициентом теплоотдачи выполняют ребренными (см. рис. 9.1, *у*) для увеличения поверхности теплообмена, что способствует увеличению количества передаваемой в ТА теплоты. Ребра могут быть различной формы — прямоугольные, круглые и накатные, могут иметь поперечное или продольное расположение.

Вертикальное или горизонтальное расположение корпуса ТА (см. рис. 9.1, *п, р*) определяется возможностью их рационального размещения в машинном отделении. Вертикальные ТА занимают меньшую площадь, однако доступ к нижней трубной доске и другим деталям здесь затруднен.

Судовые ТА, температура наружной поверхности которых выше 60°C, покрывают тепловой изоляцией с целью снижения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасных условий для обслуживающего персонала.

После изготовления ТА подвергают различным испытаниям: теплогидродинамическим, на прочность и плотность, вибрацию и ударостойкость. Теплообменные аппараты для систем СЭУ разрабатывают согласно типоразмерным рядам при соблюдении требований унификации основных деталей и узлов. Унифицированы типы и размеры трубок, расположение и крепление их в трубных досках, размеры корпусов, применяемая в ТА арматура и контрольно-измерительные приборы.

Основными характеристиками ТА являются тепловая нагрузка и гидравлическое сопротивление (потери напора на преодоление сил трения на стенках и местных сопротивлений).

Надежность и эффективность ТА определяются скоростью рабочих сред, аэродинамическим совершенством теплообменных поверхностей и раздаточных устройств, а также технологией изготовления. В табл. 9.1 представлены характеристики основных типов ТА, входящих в состав СЭУ. Аппараты с омываемыми морской водой

Таблица 9.1

Теплообменный аппарат	Тепловая нагрузка, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Гидравлическое сопротивление, кПа
Охладитель масла:				
- кожухотрубный	100-800	50-400	180-300	300-500
- пластинчатый	100-250	50-200	300-500	50-150
Охладитель пресной воды кожухотрубный	100-10000	90-500	600-2000	100-150
Подогреватель топлива:				
- секционный	70-200	2-8	90-130	300-500
- кожухотрубный	150-250	6-12	100-200	300-500
Подогреватель питательной воды:				
- кожухотрубный	200-6000	40-100	2500-2700	40-60
- со спиральными змеевиками	2000-6000	60-100	1800-2000	50-150
Подогреватель газообразного топлива кожухотрубный	200-500	25-40	170-300	25-40

конструкциями для защиты от электрохимической коррозии снабжены цинковыми протекторами. Как правило, эти протекторы крепят к крышке корпуса. Их размеры определяются требуемой рабочей поверхностью из расчета протекторной защиты.

### 9.3. Охладители масла, пресной воды и воздуха

**Охладители масла.** Охладители масла в основном являются кожухотрубными ТА преимущественно с прямыми гладкими трубами круглого сечения. Масло циркулирует в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода движется внутри труб. Такая организация движения рабочих сред в ТА удобна для очистки внутренней поверхности от отложений и различных включений, содержащихся в заборной воде.

В горизонтальном кожухотрубном маслоохладителе главного дизеля (рис. 9.2), охлаждающая вода из нижней полости водяной камеры *б* поступает в гладкие латунные трубы *2* нижней половины трубного пучка. После поворота в водяной камере *а* поток осуществляет второй ход внутри труб верхней половины пучка и через верхнюю полость водяной камеры *б* уходит за борт. Охлаждаемое масло выполняет шесть ходов поперек трубного пучка. Для этой цели в цилиндрическом корпусе *1* охладителя установлено пять сегментных перегородок *3*. Расстояние между перегородками фиксируется с помощью дистанционных труб *4*, внутри которых размещены продольные связи.

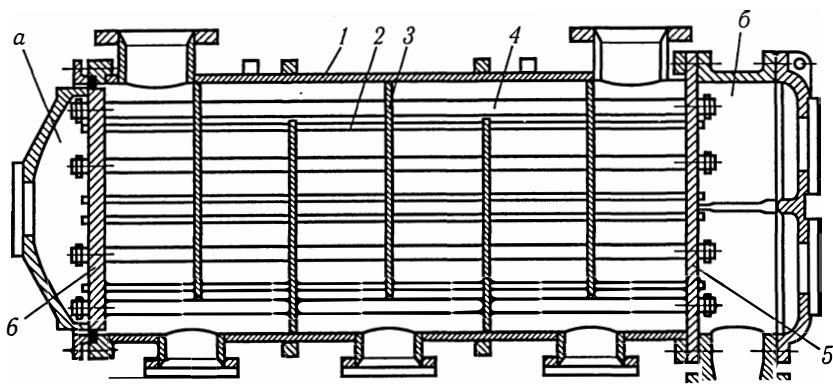


Рис. 9.2. Горизонтальный кожухотрубный маслоохладитель



Для разгрузки труб от термических напряжений, трубная доска б выполнена подвижной (плавающей) с сальниковым уплотнением. Трубная доска 5 закреплена неподвижно между фланцами корпуса и водяной камеры б. На некоторых судах применяют кожухотрубные маслоохладители с вертикальным расположением корпуса.

Во избежание выпадения солей и отложения их на поверхности труб в виде накипи температура охлаждающей морской воды на выходе из ТА не должна превышать  $55^{\circ}\text{C}$ . В целях предупреждения обводнения масла его давление в судовых охладителях должно превышать давление забортной воды.

При повышенных требованиях к герметичности и надежности в эксплуатации с каждой стороны маслоохладителя устанавливают двойные трубные доски (рис. 9.3). Трубы 4 закрепляют в обеих досках: внутренней 3 и наружной 2. Пространство 5 между трубными досками шириной 3—5 мм сообщается с атмосферой посредством дренажного канала а, через который в случае нарушения плотности в одной из трубных досок можно слить просочившуюся жидкость или вывести сигнал на пост контроля герметичности. К трубной доске 2 прикреплен фланец крышки 1.

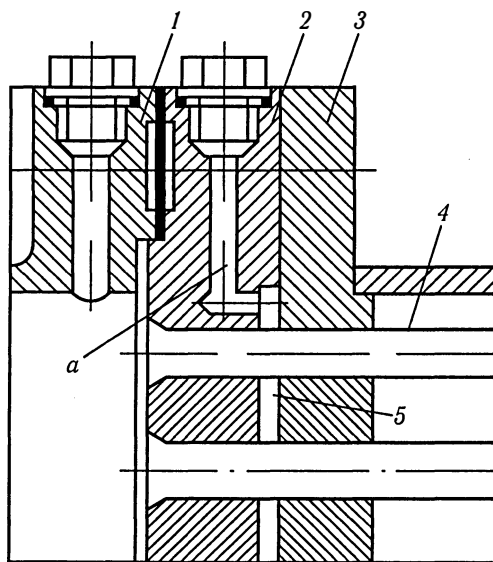


Рис. 9.3. Двойная трубная доска

**Охладители воды.** Охладители применяют в системах СЭУ для охлаждения пресной водой судовых дизелей, электрических машин, аккумуляторных батарей и т.д., а также для бытовых нужд. В энергетических установках используют кожухотрубные ТА с гладкими круглыми трубами и пластинчатые (см. рис. 9.1, *т*).

Кожухотрубные водоохладители конструктивно не отличаются от рассмотренных маслоохладителей. Заборная вода здесь также прокачивается внутри труб, а пресная (дистиллят) обтекает их снаружи между разделительными сегментными перегородками. Реже применяют охладители, в которых пресная вода движется в межтрубном пространстве вдоль теплообменных труб. Для организации такого движения в корпусе аппарата устанавливают продольные перегородки (см. рис. 9.1, *о*). В охладителях воды одну из трубных досок часто выполняют подвижной.

При малых поверхностях теплообмена сечение трубного пучка таково, что обеспечивается необходимая скорость движения заборной воды в одноходовом конструктивном варианте (см. рис. 9.1, *н*). Отсутствие поворотов охлаждающей воды в крышках существенно уменьшает вероятность отложения в водяных камерах водорослей и других включений.

В случае большой поверхности теплообмена сечение трубного пучка получается значительным и для повышения скорости заборной воды охладители выполняют многоходовыми, для чего в крышках водяных камер делают перегородки. Эти перегородки делят трубный пучок на две части и более (см. рис. 9.1, *з, м*).

При повышенных требованиях к герметичности в конструкциях охладителей воды предусматривают двойные трубные доски (см. рис. 9.3).

В качестве охладителей воды иногда применяют аппараты секционного типа (см. рис. 9.1, *ж*). Каждая секция аппарата состоит из одной или нескольких труб, расположенных в кожухе небольшого диаметра. Путем последовательного или параллельного соединения секций komponуют аппарат заданной производительности для различных параметров рабочих сред.

В судовых энергетических установках распространены компактные и удобные в эксплуатации пластинчатые охладители воды (см. рис. 9.1, *т*).

Разность температур рабочих сред на входе и выходе применяемых в СЭУ водоохладителей находится в пределах: для охладителей пресной воды 5—10°C, заборной воды 7—15°C.

Аппараты змеевикового типа (см. рис. 9.1, *с*) в основном применяют в бытовых системах в виде охладителей или подогревателей воды с высокими температурными перепадами рабочих сред.

**Охладители воздуха.** Для повышения мощности и понижения теплонапряженности судовых дизелей наддувочный воздух охлаждают. Этот процесс осуществляют в трубчатых или пластинчатых аппаратах с помощью заборной воды. В трубчатом охладителе вода протекает по трубкам, изготовленным из мельхиора или титана. Охлаждаемый воздух поперечным током протекает в межтрубном пространстве. Теплообменные трубки со стороны воздуха сделаны оребренными.

Теплообменная поверхность воздухоохладителей может быть: ребристо-трубчатой в виде шахматного пучка круглых труб *1* с круглым оребрением *2* (рис. 9.4, *а*); трубчато-пластинчатой из плоско-овальных труб *3* со сплошным поперечным оребрением пластинами *4* (рис. 9.4, *б*); пластинчатой в виде профильных пластин с овальными выступами (рис. 9.4, *в*).

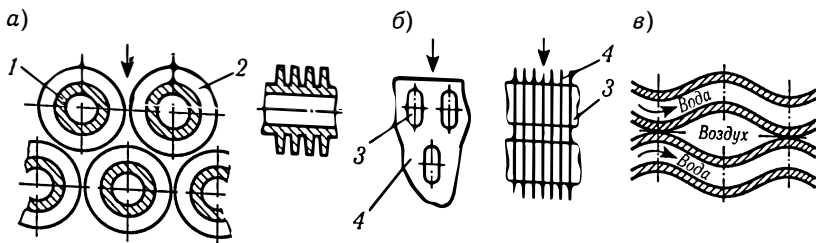


Рис. 9.4. Теплообменные поверхности воздухоохладителей дизелей

#### 9.4. Подогреватели воды, топлива и масла

**Подогреватели воды.** С помощью подогревателей нагревают питательную воду для паровых котлов, заборную воду и рассол в водоопреснительных установках, пресную и заборную воду в санитарно-бытовых системах.

Для *подогревателей питательной воды* характерно применение U-образных трубок. В зависимости от расположения в тепловой схеме подогреватели подразделяют на аппараты низкого (до 5—5,5 МПа) и высокого (более 5,5 МПа) давления питательной воды. Аппарат низкого давления выполняют разборным с демонтируемой трубной батареей. Трубная батарея соединяется с фланцем корпуса

и крышкой при помощи шпилек с буртиком. В подогревателе высокого давления корпус приваривают к трубной доске. Съемной является лишь крышка водяной камеры.

Греющей средой в ППВ служит пар. В аппарате с температурой пара до 120°C трубные доски жестко соединены с корпусом. Греющий пар с более высокой температурой применяют в подогревателе, у которого одна из трубных досок выполнена плавающей.

Подогреватель низкого давления (рис. 9.5) — это теплообменник вертикального исполнения. В цилиндрическом корпусе 8 установлена трубная батарея с пучком U-образных латунных трубок 11. Трубки развальцованы в трубной доске 21. Крышка и трубная доска прижимаются к фланцу 7 корпуса с помощью шпилек с буртиком 20. В литой крышке 6 имеются патрубки для входа и выхода питательной воды, перегородки для организации многоходового потока этой воды по трубам, а также приварыш с пробкой 22 для осушения аппарата. К корпусу приварено днище 14, патрубки для входа пара 16 и выхода конденсата 2, а также опоры 9 и 12 для крепления ППВ к фундаменту. Для защиты теплообменных трубок от эрозии в патрубке 16 установлен пароотбойник 15. Уровень конденсата в корпусе определяют с помощью указательной колонки 19. Поперечные сегментные перегородки 10 предназначены для поддержания труб 11 и создания поперечного потока греющего пара в межтрубном пространстве. Корпус ППВ снаружи покрыт изоляцией 17 и обшит стальными оцинкованными листами 18. Крышка изолирована матрацами.

Питательная вода нагревается в трубах 11 за счет теплоты конденсирующегося пара. Для полной конденсации греющего пара на конденсатном трубопроводе за аппаратом установлен конденсатоотводчик, обеспечивающий поддержание некоторого уровня конденсата в корпусе для исключения проскока пара в систему. Воздух, выделяющийся при конденсации пара, удаляется из подогревателя через клапан 5 и пробку 13, а конденсат в случае осушения аппарата — через пробку 1.

На корпусе 8 установлен предохранительный клапан 3. Манометр 4 предназначен для измерения давления греющего пара. С помощью термометров замеряют температуру питательной воды на выходе из аппарата и греющего пара на входе в аппарат.

В подогревателях забортной воды греющим паром применяют кожухотрубные аппараты с прямыми круглыми трубками, закрепленными в неподвижных трубных досках. Для компенсации

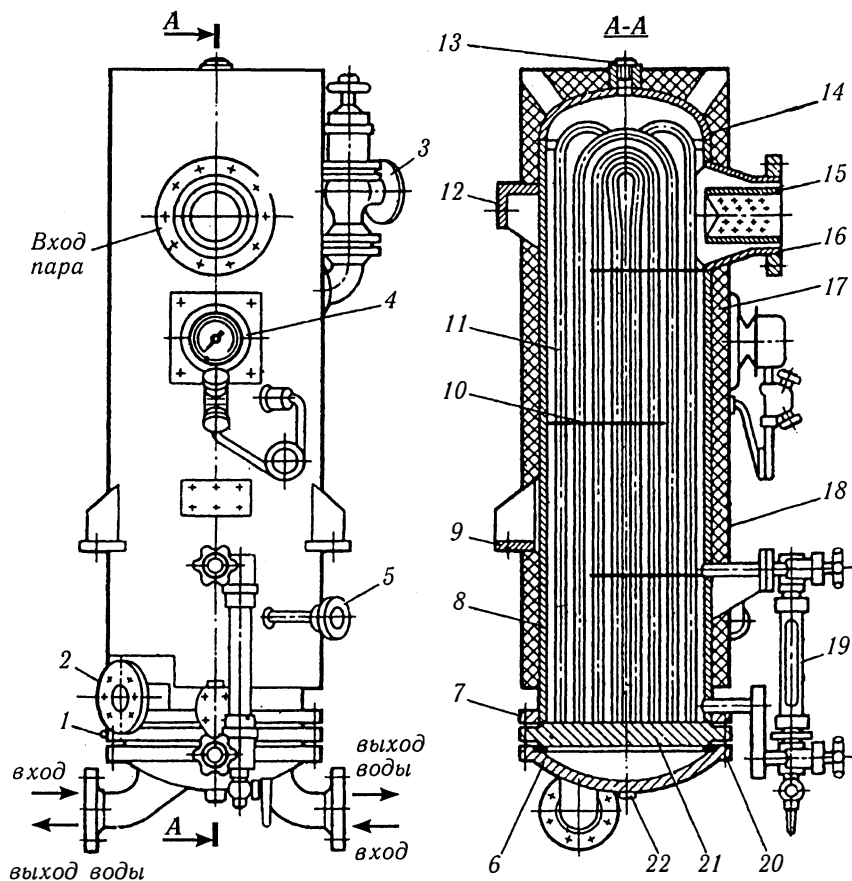


Рис. 9.5. Паровой подогреватель питательной воды низкого давления

температурных удлинений на корпусе подогревателя установлены компенсаторы (см. рис. 9.1, д). Греющий пар омывает теплообменные трубки, внутри которых протекает забортная вода. Форма трубок уменьшает вероятность их засорения и облегчает очистку от отложений.

В санитарно-бытовых системах паровые подогреватели с U-образными трубками применяют только для нагрева пресной воды. Все детали такого аппарата выполняют стальными или из алюминивно-магниевых сплавов. Змеевиковые паровые подогреватели

используют для нагрева морской и пресной воды. В первом случае корпус, змеевик и крышку аппарата выполняют из коррозионноустойчивых в морской воде материалов с защитным покрытием, во втором — из стали.

Снаружи теплообменная поверхность санитарно-бытовых подогревателей омывается греющим паром. Нагреваемая вода движется внутри трубок.

**Подогреватели топлива.** Используемый в судовых паровых котлах топочный мазут 40 имеет температуру застывания  $10^{\circ}\text{C}$ , поэтому без предварительного подогрева его невозможно не только сжигать, но и перекачивать насосом. Тонкий распыл мазута в форсунках котлов возможен только при его подогреве до температуры, обеспечивающей необходимую вязкость. Для этой же цели подогревают тяжелые топлива, применяемые в судовых дизелях.

Подогревают топливо в паровых подогревателях секционного типа, в кожухотрубных аппаратах с прямыми и U-образными трубами, а также в змеевиковых аппаратах, иногда применяют электрические подогреватели. Из перечисленных конструкций наиболее широко используют секционные подогреватели и кожухотрубные с U-образными трубами.

*Секционный подогреватель топлива* (рис. 9.6) выполняют по схеме «труба в трубе», komponуют путем параллельного или последовательного соединения отдельных секций. Такой принцип компоновки позволяет создать подогреватель, рассчитанный на широкий диапазон производительности и давления греющего пара. Пар проходит по внутренней трубе, к наружной поверхности прямых участков которой приварены продольно расположенные ребра 3. Нагреваемое топливо протекает между наружной 1 и внутренней 2 трубами.

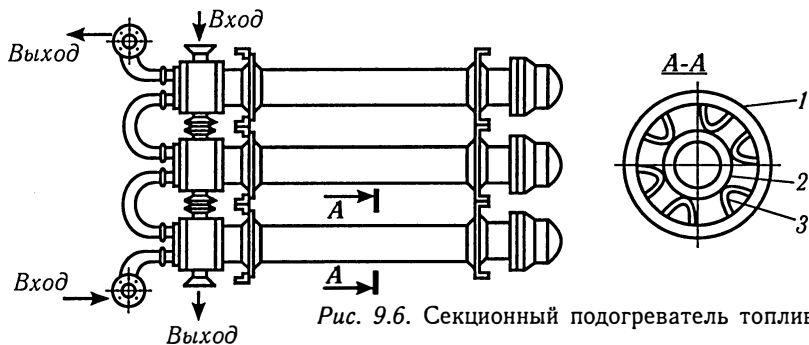


Рис. 9.6. Секционный подогреватель топлива

Конструкция секционного подогревателя проста, надежна в эксплуатации и удобна в размещении. Её недостаток — значительные размеры при большой производительности. Конструктивные различия таких аппаратов в основном определяются характером оребрения нагревательных трубок.

В СЭУ большой мощности широко используют менее габаритные, по сравнению с секционными, *кожухотрубные подогреватели топлива* горизонтального и вертикального исполнения с U-образными трубками, развальцованными в сдвоенной трубной доске.

На морских судах можно встретить кожухотрубные подогреватели топлива с двойными трубками (см. рис. 9.1, г). Нижние концы наружных стальных вертикальных труб развальцованы в трубной доске, верхние концы — глухие. Внутри каждой наружной трубы находится латунная труба меньшего диаметра. Верхние концы внутренних труб открыты, а нижние развальцованы в своей трубной доске. Через нижний патрубок греющий пар попадает во внутренние трубы теплообменника, и поднявшись по ним, опускается по кольцевым сечениям между наружными и внутренними трубами. Образовавшийся конденсат удаляется из камеры между досками через левый патрубок. Топливо поступает в подогреватель через правый патрубок, проходит в пространстве между корпусом и наружными трубами, а затем через верхний патрубок покидает аппарат.

В паротурбинных установках применяют также кожухотрубные подогреватели топлива с прямыми стальными трубами, развальцованными в жестко закрепленных трубных досках. Это многоходовые по топливу и греющему пару теплообменники. Топливо протекает внутри труб. Пар с помощью установленных диафрагм омывает трубы снаружи в продольно-поперечном направлении. Вследствие незначительных различий в удлинениях корпуса и теплообменник труб термические напряжения конструкции незначительны.

**Подогреватели масла.** Масло нагревают для уменьшения его вязкости перед сепарированием и иногда при подготовке СЭУ к вводу в действие. Для подогрева используют кожухотрубные маслоподогреватели с U-образными трубами, с прямыми трубами и подвижной трубной доской, змеевиковые подогреватели. Греющей средой в аппаратах является пар или горячая вода.

Конструкции кожухотрубных маслоподогревателей с прямыми и U-образными трубами аналогичны таким же конструкциям аппаратов для подогрева топлива.

В змеевиковых теплообменниках подогреваемое топливо или масло циркулирует внутри труб спирально изогнутых змеевиков, а греющий пар омывает змеевики снаружи.

### 9.5. Пластинчатые теплообменные аппараты

В пластинчатом аппарате теплообменная поверхность образована штампованными пластинами различного профиля. Пластины штампуют из нержавеющей стали, а если одной из сред является морская вода, — из титана или алюминиевой бронзы. Каждая пластина омывается с одной стороны теплоотдающей средой, с другой — тепловоспринимающей.

Теплотехнические и гидродинамические особенности, а также простота конструкции и удобство в эксплуатации способствуют применению этих ТА на судах в качестве масло- и водоохладителей, подогревателей топлива и масла, подогревателей воды в санитарно-бытовых системах, в адиабатных водопреснительных установках и т.д.

На судах применяют *разборные пластинчатые теплообменники* (рис. 9.7). Теплообменник состоит из набора пластин 13, подвешенных на горизонтальных штангах 6, концы которых закреплены в стойках 3 и 8. Нажимной плитой 7 и винтом 9 пластины плотно сжимают в один или несколько пакетов. На рис. 9.7 показано только пять пластин в раздвинутом положении. В действительности число пластин может быть значительно больше, оно определяется требуемой поверхностью теплообмена и гидравлическим сопротивлением аппарата.

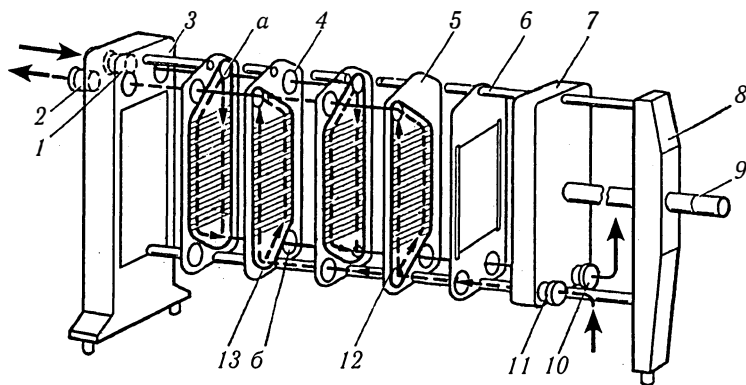


Рис. 9.7. Пластинчатый теплообменник



Герметичность и одновременно необходимый зазор между пластинами обеспечиваются системой уплотнительных прокладок 12 и 4, выполненных из маслостойкой резины. Рабочие среды движутся между пластинами, которые сгруппированы в пакете таким образом, чтобы обеспечить необходимую скорость и направление движения сред относительно друг друга: прямоточное, противоточное и комбинированное. При этом в аппарате образуются две изолированные одна от другой системы щелевидных зазоров. Одна из этих систем состоит из нечетных проходов между пластинами (например, для тепловоспринимающей среды), другая — из четных (для теплоотдающей среды).

Группа пластин, в которых рабочая среда движется в одном направлении, составляет один пакет. Такой пакет подобен пучку одного хода многоходового кожухотрубного теплообменника. Один или несколько пакетов, зажатых между подвижной и неподвижной плитами, или между неподвижной плитой и промежуточной, снабженные самостоятельными патрубками для подвода и отвода рабочих сред, составляют секцию.

В углах пластин имеются отверстия, образующие при сборке пакета распределительные и сборные коллекторы для рабочих сред. Воспринимающая теплоту среда входит в аппарат по патрубку 1 и через угловое отверстие *a* попадает в свой распределительный коллектор, по которому доходит до граничной пластины 5, имеющей глухой угол (без отверстия). Из этого коллектора среда распределяется по нечетным щелевым зазорам между пластинами и направляется в нижнюю часть аппарата. Соответствующее расположение кольцевых прокладок 4 исключает возможность проникновения этой среды в четные зазоры. На выходе из нечетных зазоров воспринимающая теплоту среда попадает в противоположный сборный коллектор, образованный угловыми отверстиями *б*, и направляется либо в следующий пакет, либо по патрубку 10 на выход из аппарата.

Отдающая теплоту среда в рассматриваемом аппарате движется в пакете противотоком к воспринимающей теплоту среде. Она поступает через патрубок 11 и через нижний распределительный коллектор распределяется по четным зазорам между пластинами. Через противоположный сборный коллектор и патрубок 2 эта среда выходит из аппарата или направляется в следующий пакет.

Компоновочная схема каждого пластинчатого аппарата имеет свое условное обозначение. Пример такого обозначения показан на рис. 9.8. Количество цифр в числителе обозначает число пакетов

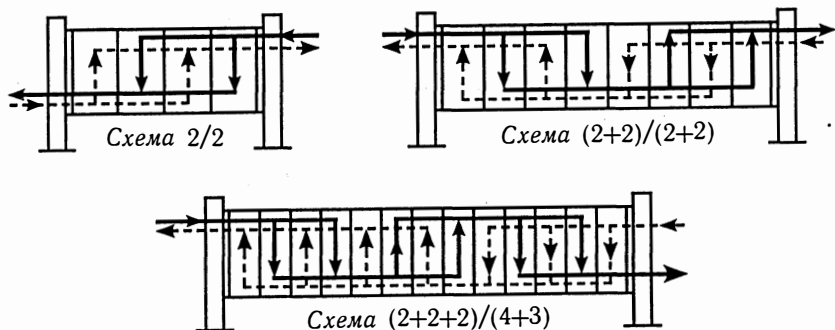


Рис. 9.8. Компонувочные схемы пластинчатых теплообменников

для теплоотдающей среды, в знаменателе — то же для тепловоспринимающей среды. Каждое слагаемое означает число параллельных ходов в каждом пакете.

В отечественном и зарубежном аппаратостроении существует большое разнообразие конструктивных вариантов пластин. Наиболее распространены ленточно-поточные и сетчато-поточные.

Рабочую поверхность *ленточно-поточной пластины* (рис. 9.9, а) представляют чередующиеся между собой овальные выступы 1 и впадины 2. В собранном виде эти пластины образуют щелевидные извилистые каналы, в которых поток жидкости имеет форму сплошной извилистой ленты. Скорость движения жидкости между такими пластинами составляет 0,3—0,8 м/с.

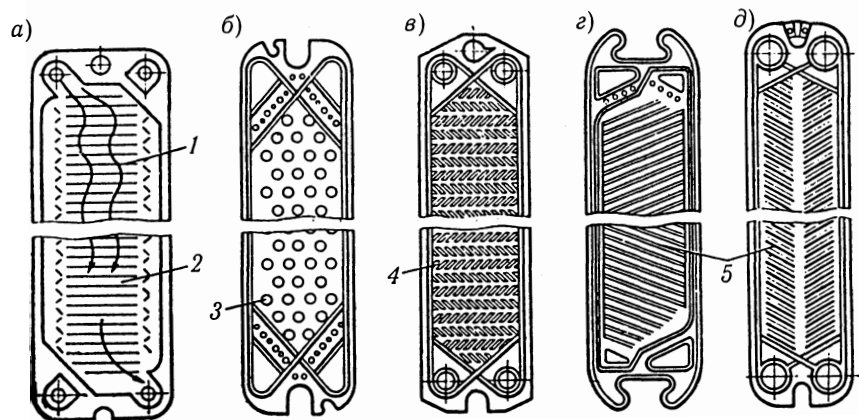


Рис. 9.9. Ленточно-поточная и сетчато-поточные пластины

*Сетчато-поточные пластины* обладают более сложным профилем. Здесь поток при его непрерывности приобретает разветвленно-сходящийся характер, усиливающий турбулизацию движения при меньшей, по сравнению с ленточно-поточными пластинами, скорости. Будучи развернутыми относительно друг друга на  $180^\circ$  эти пластины благодаря смещению выступов 3 при повороте (рис. 9.9, б) или пересечению коротких прерывистых элементов 4 (рис. 9.9, в) образуют жесткую систему с лабиринтами для движения рабочей среды.

Аналогичные условия создаются при наклонных гофрах 5 (рис. 9.9, г) и гофрах «в елку» (рис. 9.9, д), гребни которых в собранном виде пересекаются, образуя межпластинный канал сложной формы. Толщина пластин 0,7—1,5 мм, расстояние между ними в аппарате 3—6 мм.

Реже встречаются аппараты с *пластинами канальчатого типа*. Пластинчатая пара состоит из двух пластин, одна из которых штампованная со спиральным или зигзагообразным каналом, а другая — гладкая плоская. В пакете пластины с каналом, чередуясь с плоскими пластинами, образуют ходы для движения рабочей среды.

Пластинчатые аппараты отличаются от других ТА простотой конструкции и механической очистки поверхностей теплообмена, разнообразием компоновки для широкого диапазона параметров рабочих сред, меньшим расходом цветных металлов или сплавов на единицу поверхности теплообмена, повышенным значением коэффициента теплопередачи при теплообмене жидкость — жидкость и меньшими массо-габаритными показателями.

К недостаткам пластинчатых теплообменников можно отнести: малые значения допускаемых давлений (как правило не выше 0,3—0,4 МПа), недостаточная (до  $150^\circ\text{C}$ ) термостойкость материала уплотнительных прокладок и значительное их число, что является источником возможных неплотностей.

## 9.6. Деаэраторы питательной воды

Деаэратор предназначен для удаления из воды коррозионно-активных газов — кислорода и свободной двуокиси углерода. На паротурбинных судах применяют термомеханические деаэраторы смесительно-распыливающего типа (рис. 9.10), в которых идущая на питание котлов вода нагревается до температуры кипения, что приводит к десорбции газов, растворимость которых в воде снижается до нуля.

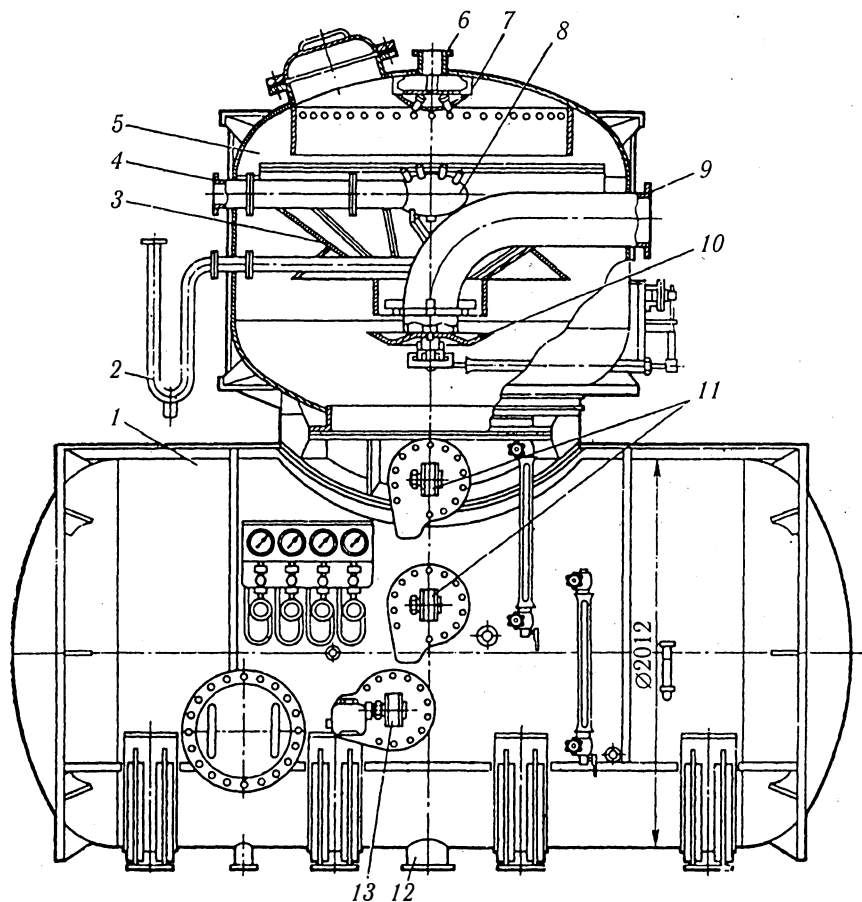


Рис. 9.10. Деаэратор питательной воды

Вода поступает в деаэратор через патрубок 4. После распыления в форсунках основной 8 и вспомогательной 7 распыливающих головок вода поступает в верхнюю часть деаэратора 5, где нагревается греющим паром. По направляющим перегородкам 3 вода стекает на диск распыливающего парового клапана 10 и вторично распыливается струей выходящего из этого клапана греющего пара, поступившего в аппарат по патрубку 9. Перемешиваясь с паром вода нагревается до температуры насыщения и окончательно деаэрируется. Вместе

с конденсатом греющего пара деаэрированная вода, называемая питательной, стекает в бак-аккумулятор 1, откуда через патрубок 12 поступает к питательным насосам.

Попадание в деаэратор атмосферного воздуха исключается организацией его работы при избыточном давлении. При абсолютном давлении 0,12—0,4 МПа рассматриваемый аппарат работает при температуре насыщения 104—143°C и минимальном значении коэффициента растворимости кислорода, остаточное содержание которого в питательной воде составляет 0,01—0,03 мг/кг.

Смесь выделившегося при деаэрации воздуха и небольшого количества пара, называемая выпаром, через патрубок 6 отводится в конденсатор выпара (на рисунке не показан). Там пар конденсируется, а воздух отводится в атмосферу. Конденсат выпара возвращается в деаэратор через гидравлический затвор 2.

Деаэратор снабжен запорной и предохранительной арматурой, контрольно-измерительными приборами, регуляторами 11 уровня воды в баке 1, регуляторами давления греющего пара и давления в аппарате. Об угрожающем аварией понижении уровня в деаэраторе предупреждает сигнальное устройство, автоматически включаемое датчиком 13 аварийного уровня.

Режим работы деаэратора контролируют по содержанию кислорода в питательной воде и ее температуре. В случае недогрева воды до температуры кипения, неполадок в работе форсунок и распыливающего парового клапана, неудовлетворительного действия конденсатора выпара, колебаний давления и уровня воды в деаэраторе, а также значительного количества воздуха в поступающей воде содержание кислорода в питательной воде на выходе из аппарата будет выше нормы, которая для главных котлов с давлением 4,0; 6,0 и 9,0 МПа составляет 0,05, 0,03 и 0,02 мг/кг соответственно.

## 9.7. Особенности эксплуатации теплообменных аппаратов

В процессе эксплуатации теплообменные аппараты должны обеспечить требуемый тепловой режим СЭУ и других потребителей. Поэтому для контроля работы аппаратов судовой персонал обязан следить за температурой, давлением и расходом их рабочих сред, так как изменение параметров одной среды приводит к изменению параметров другой. Помимо указанных параметров,

в паровых подогревателях приходится контролировать также уровень конденсата.

Если тепловоспринимающей жидкостью является забортная вода, то температуру теплоотдающей жидкости в ТА регулируют тремя основными способами:

— перепуском части потока отдающей теплоту жидкости помимо охладителя, в то время как оставшаяся часть пропускается через него;

— дросселированием потока забортной воды или перепуском его части помимо охладителя;

— изменением температуры забортной воды на входе в охладитель вследствие перепуска части выходящей из охладителя нагретой воды в приемную полость насоса.

Все три способа регулирования могут быть автоматизированы. Для этого применяют регулирующие клапаны с непосредственным воздействием от температурного датчика. Как правило, регулирующий клапан забортной воды устанавливают за охладителем. В противном случае, в результате падения давления в клапане следует ожидать возникновения кавитации и аэрации воды в теплообменнике. Кроме того, значительное снижение скорости потока может привести к отложению ила в горизонтальных трубах аппарата.

Образование в масло- и водоохладителях зон, заполненных воздухом, приводит к снижению коэффициента теплопередачи. Поэтому не реже одного раза в сутки воздух из водяных камер через специальный кран удаляют в атмосферу. Водяные полости охладителей осматривают через специальные лючки не реже двух раз в год. При этом проверяют состояние установленных в камерах протекторов. Воздух удаляют также из парового пространства подогревателей. Из вакуумных подогревателей воздух отводится непрерывно.

Нарушение плотности развальцованных труб в трубных досках — наиболее распространенный дефект при эксплуатации теплообменников, поэтому давление масла и пресной воды в охладителях всегда делают выше давления забортной воды. Свидетельством уноса пресной воды или масла забортной водой при разгерметизации является изменение уровня пресной воды в расширительной цистерне, а масла — в масляной цистерне.

Подобный способ обнаружения утечек связан со значительными потерями масла. Для уменьшения этих потерь используют маслоуказатель, представляющий собой прозрачный цилиндрический

корпус с крышками. Корпус имеет сообщение с уходящей из охладителя забортной водой. В случае утечки масла на поверхности уровня забортной воды в этом устройстве появляется масло.

В паровых подогревателях указанные повреждения, а также повреждения, связанные с нарушением целостности теплообменных стенок труб сопровождаются резким повышением давления топлива или масла. Обнаруженные в результате испытания аппарата на плотность дефектные трубы подвальцовывают либо временно заглушают.

Работу теплообменных аппаратов, греющей средой которых является пар, в зависимости от тепловой нагрузки оценивают по разности температур  $\Delta t = t_n - t_2$  (где  $t_n$  — температура насыщения греющего пара,  $t_2$  — температура нагреваемой среды на выходе из аппарата, °С).

Разность температур  $\Delta t$  увеличивается при неизменных давлении и температуре греющего пара на входе в результате попадания воздуха в паровое и водяное пространства теплообменника, загрязнения поверхности теплообмена и неполадок в работе конденсатоотводчиков.

Понижение температуры  $t_2$  является результатом уменьшения коэффициента теплопередачи, а также уменьшения активной поверхности нагрева в случае затопления трубного пучка конденсатом. Если же конденсатоотводчик удаляет из аппарата весь конденсат, а вместе с ним и часть греющего пара, это приводит к снижению экономичности данного подогревателя и нарушению режима работы того устройства, куда вместе с конденсатом поступает пар.

Очистку теплообменных поверхностей судовых аппаратов выполняют в соответствии с руководящими документами.

Наружные и внутренние осмотры теплообменных аппаратов, а также их гидравлические испытания проводят в соответствии с требованиями Регистра.

### *Вопросы для самопроверки*

1. В чем отличие рекуперативных ТА от регенеративных?
2. Как классифицируют рекуперативные ТА?
3. Как компенсируют температурные удлинения в кожухотрубных ТА?
4. Какова скорость движения рабочих сред в ТА?
5. Назовите конструкционные материалы ТА.

6. Какие способы закрепления теплообменных труб в трубных досках вы знаете?
7. В каких случаях ТА покрывают наружной изоляцией?
8. Для чего ребряют теплообменные трубы?
9. Как защищают ТА от электрохимической коррозии?
10. Почему температура охлаждающей морской воды на выходе из ТА не должна превышать  $55^{\circ}\text{C}$ ?
11. Назовите преимущества и недостатки пластинчатых ТА перед кожухотрубными.
12. Приведите пример ТА смешительного принципа действия.



## Глава 10. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

### 10.1. Тепловой расчет

**Задачи и последовательность расчета.** Общая методика теплового расчета различных по конструкции теплообменных аппаратов в зависимости от характера исходных данных сводит разнообразные виды расчета к двум основным типам: конструктивному и поверочному.

*Конструктивный расчет* выполняют при проектировании теплообменных аппаратов. Основной задачей расчета является определение поверхности теплообмена, которая должна обеспечить передачу заданного количества теплоты при заданных расходах и температурах рабочих сред.

Исходными данными для конструктивного теплового расчета являются: предполагаемый тип аппарата, температуры рабочих сред на входе и выходе из него и тепловая нагрузка. Кроме того, используют данные справочной литературы по теплообменникам, которые по типу являются аналогичными проектируемому: материалы и некоторые геометрические параметры основных элементов (например, материал труб, их диаметр, форма и размеры ребер), конструктивную схему аппарата, схему и скорость движения рабочих сред, допускаемые перепады давления, плотности теплового потока и т.д.

Конструктивный тепловой расчет выполняют в такой последовательности: составляют тепловой баланс теплообменника; определяют последовательно средний температурный напор  $\Delta t_m$  между средами, коэффициенты теплоотдачи тепловоспринимающей  $\alpha_v$  и теплоотдающей  $\alpha_o$  рабочих сред, коэффициент теплопередачи аппарата  $k$  и плотность теплового потока  $q$ , расчетную поверхность теплообмена  $F_p$  и выбирают коэффициент запаса к этой величине; выполняют компоновку теплообменника и уточняют принятые значения скоростей и проходных сечений; определяют и сопоставляют с допустимыми гидравлические сопротивления движению рабочих сред; рассчитывают мощности нагнетателей, обеспечивающих принятые скорости движения сред. По результатам расчета комплектуют аппарат насосом или вентилятором.

В случае если разрабатываемая конструкция относится к типу теплообменников, выпускаемых серийно, после расчета теплообменной

поверхности  $F_p$  из каталога или ведомственной нормали подбирают подходящую марку теплообменника. Используя компоновку подобранного теплообменника и расходы рабочих сред  $V_p$ , принятые в расчете, определяют скорости движения теплоносителей  $\omega$  в этом аппарате и сопоставляют их с расчетными  $\omega_p$ . При больших расхождениях прибегают к пересчету площади теплообмена  $F_p$  и подбирают другой серийный аппарат. При  $F_p \approx F$  и  $\omega_p \approx \omega$  приступают к гидромеханическому расчету.

В некоторых теплообменниках коэффициент теплоотдачи одной или обеих (как, например, в кожухотрубном конденсаторе) рабочих сред зависит от температурного напора стенка — жидкость  $\Delta t$ . В этом случае после определения  $\Delta t_m$  рассчитывают коэффициенты теплоотдачи сред и с помощью метода последовательных приближений либо графоаналитическим методом определяют плотность теплового потока, если требуется, находят коэффициент теплопередачи  $k$ , а затем поверхность теплообмена. После этого расчет продолжают в приведенной последовательности.

*Поверочный расчет* применяют для определения конечных температур рабочих сред и тепловой производительности действующего аппарата при режимах его работы, отличных от расчетного.

В поверочном расчете исходными данными являются конструктивная схема и геометрические параметры, расходы рабочих сред и их температура на входе в теплообменник.

Выполняют поверочный расчет следующим образом: находят последовательно коэффициенты  $\alpha_o$ ,  $\alpha_b$ ,  $k$ , изменение температур воспринимающей  $\Delta t_b$  и отдающей теплоту  $\Delta t_o$  рабочих сред и их конечные температуры  $t_{b2}$  и  $t_{o2}$ , тепловую производительность  $Q$  аппарата.

Ввиду того что в начале поверочного расчета средние температуры  $t_o$  и  $t_b$  в аппарате неизвестны, коэффициенты  $\alpha_o$ ,  $\alpha_b$ ,  $k$  определяют либо по ориентировочной средней температуре, либо по температурам рабочих сред на входе в теплообменник. После определения величин  $\Delta t_o$  и  $\Delta t_b$  уточняют значения теплофизических свойств рабочих сред, коэффициентов теплоотдачи и  $k$ .

**Уравнения теплового баланса и теплопередачи.** В большинстве случаев теплообмен в аппарате рассматривают как процесс, протекающий при постоянном давлении. Исходя из этого установившийся тепловой режим описывают двумя основными уравнениями: теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплового баланса чаще всего служит для определения тепловой производительности аппарата  $Q$ , Вт, и без учета теплообмена с окружающей средой в общем виде записывается как

$$Q = G_o(i_{o1} - i_{o2}) = G_b(i_{b2} - i_{b1}) \quad (10.1)$$

или для однофазных сред

$$Q = G_o c_{po}(t_{o1} - t_{o2}) = G_b c_{pb}(t_{b2} - t_{b1}), \quad (10.2)$$

где  $G$  — массовый расход рабочей среды, кг/с;  $i$  — удельная энтальпия, Дж/кг;  $t$  — температура, К;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость среды, Дж/(кг·К); здесь и далее индекс «о» указывает, что величины относятся к среде, отдающей теплоту, индекс «в» — к воспринимающей среде; индекс «1» обозначает величины у входа в аппарат, «2» — у выхода из него.

Массовые расходы рабочих сред выражаются зависимостями

$$G_o = \omega_o \rho_o f_o = V_o \rho_o; \quad G_b = \omega_b \rho_b f_b = V_b \rho_b, \quad (10.3)$$

где  $\omega$  — скорость среды, м/с;  $\rho$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $f$  — площадь поперечного сечения, через которое движется среда, м<sup>2</sup>;  $V$  — расход среды, м<sup>3</sup>/с.

Выражения (10.1—10.3) увязывают между собой тепловую производительность аппарата, массовые расходы, температуру и скорость рабочих сред и проходные сечения.

Уравнение теплопередачи устанавливает зависимость теплопроизводительности аппарата от величин

$$Q = kF\Delta t_m = qF, \quad (10.4)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_m$  — средняя разность температур рабочих сред, К;  $q = Q/F$  — плотность теплового потока от среды с большей температурой к среде с меньшей температурой, Вт/м<sup>2</sup>.

Передача теплоты в ТА происходит при изменяющейся вдоль поверхности теплообмена разности между температурами рабочих сред: отдающая теплоту среда охлаждается от  $t_{o1}$  до  $t_{o2}$ , а воспринимающая теплоту среда нагревается от  $t_{b1}$  до  $t_{b2}$ . Поэтому по уравнению (10.4) рассчитывают ТА с использованием средней

разности температур между средами  $\Delta t_m$ , которую называют еще *движущей силой тепловых процессов* в ТА, или *средним температурным напором*.

Выражение для определения  $\Delta t_m$  при прямоточном и противоточном движении сред (см. рис. 9.1, *и, κ*) имеет вид

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \quad (10.5)$$

где  $\Delta t_6 = t_{o1} - t_{в1}$ ;  $\Delta t_m = t_{o2} - t_{в2}$ .

В случае когда  $\Delta t_m / \Delta t_6 \leq 0,5$ , среднюю разность температур вычисляют как среднеарифметическую  $\Delta t_m = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m)$ , при этом ошибка не превышает 4%. Наибольшее значение  $\Delta t_m$  в ТА достигается при противоточном движении рабочих сред, наименьшее — при прямоточном. Все другие схемы движения сред приводят к промежуточным значениям  $\Delta t_m$ .

Для перекрестной и смешанной схем движения рабочих сред (см. рис. 9.1, *л, м*) средний температурный напор

$$\Delta t_m = \frac{\varepsilon(\Delta t_6 - \Delta t_m)}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}. \quad (10.6)$$

Значение коэффициента  $\varepsilon$  для указанных схем движения находят из анализа аналитических решений задач теплообмена и представляют в литературе по теплопередаче [10] в виде графической зависимости

$$\varepsilon = f(P, R),$$

где  $P = (t_{в2} - t_{в1}) / (t_{o1} - t_{в1})$ ;  $R = (t_{o1} - t_{o2}) / (t_{в2} - t_{в1})$ .

Правильный выбор схемы движения рабочих сред существенно влияет на экономичность процессов теплообмена в ТА.

**Коэффициент теплопередачи.** Важной теплотехнической характеристикой аппарата является коэффициент теплопередачи  $k$ , зависящий от коэффициентов теплоотдачи сред, термического сопротивления стенки поверхности теплообмена и загрязнений.

При прочих равных условиях коэффициент теплопередачи зависит от того, к какой поверхности (внутренней или наружной) его относят. Выбор поверхности теплообмена в качестве расчетной не

изменяет теплопроизводительность ТА (теплого потока)  $Q$ , так как для всех случаев произведение  $kF$  в формуле (10.4) остается одинаковым.

Применение в трубчатом аппарате теплообменных труб с небольшой толщиной стенки позволяет вычислять коэффициенты  $k$  по формулам для плоской стенки. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена  $F_n$ , в этом случае

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{F_n}{F_{ct}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_n}{F_{вн}}}, \quad (10.7)$$

а коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности теплообмена  $F_{вн}$ ,

$$k_{вн} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \frac{F_{вн}}{F_n} + \frac{F_{вн}}{F_{ct}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \quad (10.8)$$

где  $\alpha_n, \alpha_{вн}$  — коэффициенты теплоотдачи, относящиеся соответственно к наружной  $F_n$  и внутренней  $F_{вн}$  поверхностям теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Sigma(\delta_i/\lambda_i)$  — термические сопротивления стенки трубы и загрязнений, относящиеся к площади поверхности стенки  $F_{ct}$ .

В случае когда площади внутренней и наружной поверхностей теплообмена различаются незначительно, значение  $F_{ct}$  в расчетах может быть принято равным  $F_n, F_{вн}$  или  $F_{cp} = 0,5(F_n + F_{вн})$ . Если  $F_n$  значительно превышает  $F_{вн}$  и обе эти поверхности покрыты загрязнениями, то в уравнениях (10.7 и 10.8) записывают не одно, а два слагаемых, учитывающих эти сопротивления и различие площадей  $F_n$  и  $F_{вн}$ , на которых загрязнения отлагаются.

Очевидно, что  $k_{вн} = k_n(F_n/F_{вн})$ , а уравнение теплопередачи с учетом формул (10.7 и 10.8) можно представить в виде

$$Q = k_n \Delta t_m F_n = k_{вн} \Delta t_m F_{вн}. \quad (10.9)$$

Коэффициенты теплопередачи, отнесенные к гладкой и оребренной поверхностям аппарата, могут различаться в несколько раз. Для аппаратов, у которых  $F_n = F_{вн}$ , значения коэффициентов теплопередачи  $k_n$  и  $k_{вн}$  равны и определяются по формуле для теплопередачи через плоскую стенку.

Выражения (10.7 и 10.8) применяют для расчета гладкотрубных теплообменников, у которых  $F_n/F_{вн} = d_n/d_{вн}$ , а также оребренных при идеальном контакте ребер с основной теплообменной стенкой аппарата и одинаковой температуре всей поверхности ребра. Примером такой оребренной поверхности может служить поверхность, скомпонованная из труб с накатными ребрами.

В тепловом расчете воздухоохладителей и аналогичных им аппаратов из-за неидеального контакта между ребрами и поверхностью трубы, а также из-за малой толщины и сравнительно большой высоты ребер приходится принимать во внимание контактное термическое сопротивление и наличие температурного поля на ребре. Для этого в расчет вводят величину эффективности ребра

$$E_p = \frac{\Delta t_p}{\Delta t_o}$$

или эффективности всей оребренной поверхности

$$E = \frac{\Delta t_{оп}}{\Delta t_{тр}}$$

где  $\Delta t_p$ ,  $\Delta t_o$ ,  $\Delta t_{оп}$ ,  $\Delta t_{тр}$  — температурный напор соответственно между поверхностью ребра и окружающей его средой (средний по высоте), между основанием ребра и средой, общей поверхностью труб с ребрами и средой, поверхностью трубы и средой.

Важным конструктивным параметром, влияющим на производительность ТА и, соответственно, на коэффициент  $k$ , является коэффициент оребрения  $\beta$ , представляющий собой отношение площади оребренной поверхности теплообмена к неоребренной. В случае оребрения наружной поверхности теплообмена  $\beta = F_n/F_{вн}$ , при оребрении внутренней поверхности  $\beta = F_{вн}/F_n$ .

Увеличение поверхности теплообмена за счет оребрения по отношению к основной гладкой поверхности, несущей ребра в трубчатом теплообменнике, характеризуется степенью оребрения  $\phi = F_{оп}/F_o$  (где  $F_{оп}$ ,  $F_o$  — площади соответственно оребренной и неоребренной поверхностей теплообмена, м<sup>2</sup>).

В расчетах аппарата, теплообменная поверхность которого оребрена снаружи и внутри, применяют наружную  $\phi_n = F_n/F_{он}$  и внутреннюю  $\phi_{вн} = F_{вн}/F_{овн}$  степени оребрения (где  $F_{он}$ ,  $F_{овн}$  — площади наружной и внутренней поверхностей теплообмена без учета

ребер, м<sup>2</sup>). Для трубчатых аппаратов очевидно, что  $F_{\text{он}}/F_{\text{овн}} = d_{\text{н}}/d_{\text{вн}}$ ;  $R = F/F = (\alpha/\alpha')(d/d')$  или  $R = F/F = (\alpha/\alpha')(d/d')$  в зависимости от того, с какой стороны оребрение больше.

Коэффициенты теплопередачи аппарата, поверхность теплообмена которого оребрена с двух сторон,

$$k_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}} E_{\text{н}}} + R_{\text{ст}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}} E_{\text{вн}}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}}, \quad (10.10)$$

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}} E_{\text{н}}} \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{н}}} + R_{\text{ст}} \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}} E_{\text{вн}}}}, \quad (10.11)$$

где  $k_{\text{н}}$ ,  $k_{\text{вн}}$  — коэффициенты, отнесенные соответственно к полной наружной и полной внутренней поверхностям аппарата;  $E_{\text{н}}$ ,  $E_{\text{вн}}$  — коэффициенты эффективности наружной и внутренней поверхностей;  $R_{\text{ст}} = R_{\text{тр}} + R_{\text{загр}}$  — термическое сопротивление (здесь  $R_{\text{тр}}$ ,  $R_{\text{загр}}$  — сопротивления стенки трубы и различных загрязнений).

Для конкретных теплообменников выражения (10.10) и (10.11) могут быть упрощены. В аппаратах с гладкими трубами  $E_{\text{н}} = E_{\text{вн}} = 1$ , а  $F_{\text{н}}/F_{\text{вн}} = F_{\text{он}}/F_{\text{овн}} = d_{\text{н}}/d_{\text{вн}}$ ; в теплообменниках с накатным оребрением также можно принимать  $E_{\text{н}} = E_{\text{вн}} = 1$ . Теплообменная поверхность воздухоохладителей имеет наружное оребрение, поэтому  $\varphi_{\text{вн}} = 1$ ,  $E_{\text{вн}} = 1$ ,  $F_{\text{н}}/F_{\text{вн}} = \beta$ . В аппаратах с внутренним оребрением труб  $E_{\text{н}} = 1$ ,  $\varphi_{\text{н}} = 1$ ,  $F_{\text{вн}}/F_{\text{н}} = \varphi$ .

В качестве расчетной поверхности, к которой относят коэффициент теплопередачи аппарата, в судовой энергетике, как правило, принимают наружную поверхность теплообмена.

**Расчет коэффициента теплоотдачи при свободном движении рабочей среды.** Этот вид теплообмена характеризуется малой интенсивностью теплоотдачи, так как вызывается различием плотностей холодных и горячих частиц среды вследствие разности температур между средой и стенкой аппарата. Теплообмен при свободном движении среды (естественной конвекции) происходит в испарительных батареях рефрижераторных камер, греющих батареях судовых помещений, в процессе отвода теплоты в окружающую среду нагретыми поверхностями аппаратов и трубопроводов.

Определяющим этот вид теплообмена критерием подобия является критерий Релея  $Ra = GrPr = g\beta\Delta t l_o^3 / (\nu a)$ , а определяемым критерием — критерий Нуссельта  $Nu = \alpha l_o / \lambda$ . Общее критериальное уравнение теплообмена для свободного движения имеет вид  $Nu = CRa^n (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$ .

В приведенных выражениях:  $Gr = g\beta\Delta t l_o^3 / \nu^2$  — критерий Грасгофа;  $Pr = \nu / a$  — критерий Прандтля;  $g$  — ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $\beta$  — коэффициент объемного расширения,  $1/K$ ;  $\Delta t$  — разность температур (температурный напор) между средой (жидкостью)  $t_{ж}$  и стенкой  $t_{ст}$  аппарата,  $K$ ;  $l_o$  — определяющий размер,  $m$ ;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости,  $m^2/c$ ;  $a$  — коэффициент температуропроводности,  $m^2/c$ ;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от среды к стенке,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности,  $Вт/(m \cdot K)$ ;  $C$  — постоянный множитель;  $n$  — показатель степенной функции.

Для горизонтальной трубы определяющий размер  $l_o = d_n$ , для вертикальной стенки и трубы  $l_o = H$  (высота), для горизонтальной стенки — меньшая сторона. Определяющей температурой является средняя температура пограничного слоя  $t_m = 0,5(t_{ж} + t_{ст})$ , где  $t_{ж}$  — температура среды вне зоны, охваченной процессом теплообмена.

Отношение  $(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$  учитывает влияние направления теплового потока (нагревание или охлаждение) на теплоотдачу для капельных жидкостей. При нагревании жидкости эта поправка больше единицы, при охлаждении — меньше единицы; критерий  $Pr_{ст}$  относится к жидкости при температуре стенки. Критерий  $Ra$  определяет режим движения среды в пограничном слое — ламинарный, переходный и турбулентный.

В табл. 10.1 приведены формулы для расчета среднего значения коэффициента теплоотдачи при свободном движении рабочей среды, предложенные И.М. Михеевой.

При  $Ra > 10^9$  на вертикальной стенке или трубе возникают участки длиной  $H_{кр}$  с ламинарным пограничным слоем и длиной  $(H - H_{кр})$  с турбулентным пограничным слоем. Средний коэффициент теплоотдачи в этих случаях

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_l H_{кр}}{H} + \alpha_t \left( 1 - \frac{H_{кр}}{H} \right),$$

где  $H$  — полная длина (высота) стенки или трубы; коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_l$  и  $\alpha_t$  определяют по формулам (10.13) и (10.14).



Таблица 10.1

Режим движения рабочей среды	Расчетная формула	Пределы изменения параметров	Номер формулы
Ламинарный у горизонтальной трубы	$Nu_{\text{ж}} = 0,50Ra_{\text{ж}}^{0,25} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$ ; для воздуха $Nu = 0,47Gr^{0,25}$	$10^3 < Ra < 10^8$ $Pr = 0,7 \div 30000$	(10.12)
Ламинарный вдоль вертикальных труб и стенок	$Nu_{\text{ж}} = 0,76Ra_{\text{ж}}^{0,25} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$ ; для воздуха $Nu = 0,70Gr^{0,25}$	$10^3 < Ra < 10^9$ $0,7 < Pr < 3000$	(10.13)
Турбулентный вдоль вертикальных труб и стенок	$Nu_{\text{ж}} = 0,15Ra_{\text{ж}}^{0,33} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$ ; для воздуха $Nu = 0,14Gr^{0,33}$	$Ra > 6 \cdot 10^{10}$ $0,7 < Pr < 3000$	(10.14)
Переходный от пленочного к ламинарному для горизонтальных труб	$Nu_m = 1,18Ra_m^{0,125}$	$10^{-3} < Ra < 10^3$	(10.15)

*Примечания.* 1. Для воздуха и других газов  $Pr = \text{const}$ , а  $Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}} = 1$ , поэтому расчетные формулы упрощаются.

2. В вертикальном ряду горизонтальных труб коэффициент  $\alpha$  увеличивается примерно на 3,5—4,0% для каждой следующей по высоте трубы при  $S/d_n > 2,5$  (где  $S$  — шаг труб по вертикали, м) и уменьшается на такое значение при  $S/d_n < 2,5$  по сравнению с рассчитанным по формуле (10.12) значением для одиночной трубы.

3. Рассчитываемый по формуле (10.14) коэффициент  $\alpha$  не зависит от линейного размера. При переходном режиме  $10^9 < Ra < 6 \cdot 10^{10}$  коэффициент  $\alpha$  приблизительно может быть определен по этой же формуле.

4. В теплообменных аппаратах холодильных установок различие между  $t_{\text{ж}}$  и  $t_{\text{ст}}$  невелико, поэтому  $(Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}}) \approx 1$ .

5. Индекс «ж» относит  $\alpha$  к жидкой среде.

Длина участка

$$H_{\text{кр}} = \left( \frac{10^9 \nu \alpha}{g \beta \Delta t} \right)^{1/3}$$

Для горизонтальной пластины, греющая поверхность которой обращена вверх, коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\text{гор}} = \alpha_{\text{верт}}$ ; для пластины, обращенной греющей поверхностью вниз,  $\alpha_{\text{гор}} = 0,5\alpha_{\text{верт}}$  [где  $\alpha_{\text{верт}}$  определяют по формуле (10.13)]. Определяющим размером в расчете принимают меньшую сторону пластины.

Для различных условий естественной конвекции в газах  $\alpha = 5 \div 30$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), для воды  $\alpha = 10^2 \div 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Необходимо отметить, что при определении потерь теплоты в окружающую среду нагретыми поверхностями теплообменного

аппарата следует учитывать совместно и конвективный теплообмен при свободном движении, и теплоотдачу излучением.

Расчет коэффициентов теплоотдачи при вынужденном движении рабочей среды внутри труб и каналов. В зависимости от критерия Рейнольдса  $Re = \omega d_{\text{вн}}/\nu$  различают три режима вынужденного движения в трубах: *ламинарный* ( $Re \leq 2300$ ), *переходный* ( $2300 \leq Re \leq 10\,000$ ) и *турбулентный* ( $Re > 10\,000$ ).

При ламинарном движении процесс теплообмена определяют критерии  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Gr$ , при турбулентном —  $Re$  и  $Pr$ . Определяющим размером в критериях подобия является внутренний диаметр трубы  $d_{\text{вн}}$  или, если труба некруглого сечения, эквивалентный диаметр  $d_3 = 4f/P$  (где  $f$  — площадь поперечного сечения трубы,  $m^2$ ;  $P$  — смачиваемый периметр этого сечения,  $m$ ).

Ламинарное течение разделяют на два режима: вязкостный ( $Ra \leq 8 \cdot 10^5$ ) и вязкостно-гравитационный ( $Ra > 8 \cdot 10^5$ ). В первом случае процесс теплообмена происходит при отсутствии естественной конвекции, во втором на вынужденное движение накладывается свободное движение, турбулизирующее поток.

Формулы для расчета среднего значения коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении рабочей среды внутри прямых труб и каналов приведены в табл. 10.2, при турбулентном движении рабочей среды внутри каналов пластинчатых теплообменников — в табл. 10.3.

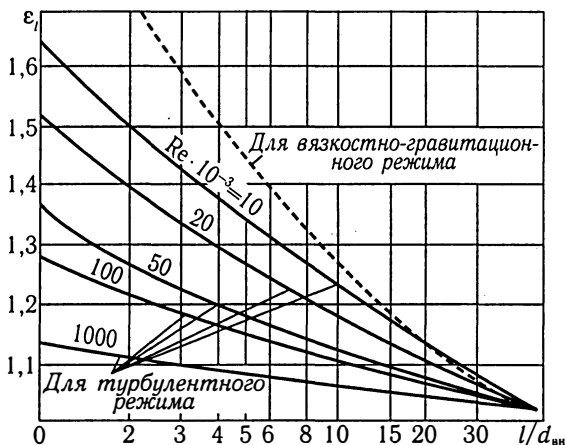


Рис. 10.1. Поправочный коэффициент  $\epsilon_1$  при относительной длине трубы  $l/d_{\text{вн}} < 50$

Режим движения рабочей среды в прямых трубах	Расчетная формула	Пределы изменения параметров	Примечание	Номер формулы
Ламинарный, вязкостный в трубе, длина $l$ которой больше длины начального изотермического участка	Б. С. Петухова, Е. А. Краснощекова $Nu_{ж} = 1,55(Re_{ж}d_{вн}/l)^{1/3} \cdot (v_{ж}/v_{ст})^{1/7} \varepsilon_l$ где $Pe = RePr$ - критерий Пекле; $(v_{ж}/v_{ст})^{1/7}$ - поправка на изменение вязкости для капельных жидкостей	$Ra \leq 8 \cdot 10^5$ ; $(1/Pe) \cdot (ld_{вн}) < 0,01$ ; $0,07 \leq v_{ж}/v_{ст} \leq 1500$	Коэффициент $\varepsilon_l = 0,6[l/(Red_{вн})]^{-1/7} \cdot [1 + 2,5l/(Red_{вн})]$ , при $ld_{вн} < 0,1Re$ учитывает поправку на гидродинамический начальный участок. Определяющий размер $d_{вн}$	(10.16)
Ламинарный вязкостно-гравитационный	М. А. Михеева $Nu_{ж} = 0,15Re_{ж}^{0,33} Pr_{ж}^{0,33} (Gr_{ж} Pr_{ж})^{0,1} \times (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_l$	$Ra > 8 \cdot 10^5$	Определяющий размер $d_{вн}$ или $d_3$ . Коэффициент $\varepsilon_l$ учитывает изменение теплоотдачи по длине трубы $l$ , определяют по рис. 10.1 при $ld_{вн} < 50$ . При $ld_{вн} \geq 50 \varepsilon_l = 1$	(10.17)
Турбулентный	М. А. Михеева $Nu_{ж} = 0,021Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_l$ Для воздуха формула (10.18) упрощается: $Nu = 0,018Re^{0,8} \varepsilon_l$	$Re_{ж} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $Pr_{ж} = 0,6 \div 2500$	Для труб и каналов круглого, квадратного, прямоугольного, кольцевого ( $d_2/d_1 = 1 \div 5,6$ ), шелевого ( $a/b = 1 \div 40$ ) и других сечений коэффициент $\varepsilon_l$ при $ld_{вн} < 50$ определяют по рис. 10.1; при $ld_{вн} > 50$ коэффициент $\varepsilon_l = 1$	(10.18)

*Примечания.* 1. Индекс «ст» означает, что физические свойства выбираются по средней температуре стенки.

2. При  $(Pr_{ж}/Pr_{ст}) \approx 1$  выражение (10.18) приводится к виду  $\alpha = B\omega^{0,8}\varepsilon_l/d^{0,2}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), где  $B$  — коэффициент, зависящий от физических свойств среды;  $d = d_{вн}$  — для трубы и  $d = d_3$  — для канала. Для воздуха в интервале средних температур  $-50 < t < 50^\circ\text{C}$  коэффициент  $B = 3,73 - 0,0091t + 0,0000465t^2$ ; для воды в интервале  $0 < t < 50^\circ\text{C}$   $B = 1430 + 22t$ .

3. При переходном режиме ( $2300 < Re < 10000$ ) коэффициент  $\alpha_{пер}$  зависит от многих трудно учитываемых факторов и в наибольшей мере от перемежаемости ламинарного и турбулентного течений. Очевидно, что  $\alpha_n < \alpha_{пер} < \alpha$ . Приблизненно  $\alpha_{пер} = \alpha_n \varepsilon_{пер}$ , где  $\alpha_n$  определяют по формуле (10.18), а значения  $\varepsilon_{пер}(Re)$  следующие:

Re	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000
$\varepsilon_{пер}$	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,0

Таблица 10.3

Расчетная формула	Пределы изменения параметров	Примечание	Номер формулы
$Nu_{\text{ж}} = 0,076 Re_{\text{ж}}^{0,75} Pr_{\text{ж}}^{0,43} (Pr_{\text{ж}} / Pr_{\text{ср}})^{0,25}$	$300 \leq Re_{\text{ж}} \leq 25000$	Для аппаратов с пластинами, показанными на рис. 9.10, б, в	(10.19)
$Nu_{\text{ж}} = 0,135 Re_{\text{ж}}^{0,73} Pr_{\text{ж}}^{0,43} (Pr_{\text{ж}} / Pr_{\text{ср}})^{0,25}$	$200 < Re_{\text{ж}} < 12000$	То же, показанными на рис. 9.10, г, д	(10.20)

*Примечание.* 1. Так как для учета направления теплового потока необходимо задаваться температурой стенки, можно приближенно принимать: при нагревании жидкости  $(Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ср}})^{0,25} = 1,05$ , при охлаждении жидкости  $(Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ср}})^{0,25} = 0,95$ .

2. Критерий  $Re = \omega d_{\text{э}}/\nu$ , где  $d_{\text{э}} \approx 2\delta$  — эквивалентный диаметр (здесь  $\delta$  — зазор между пластинами).

При вынужденном движении жидкости в изогнутых трубах (коленах, отводах, змеевиках) возникает центробежный эффект, из-за которого в поперечном сечении потока появляется вторичная циркуляция, которая приводит к увеличению турбулентности и коэффициента теплоотдачи. При ламинарном течении вторичная циркуляция возникает в змеевике в том случае, если  $Re'_{\text{кр}} < Re < Re''_{\text{кр}}$ , а при турбулентном — если  $Re > Re''_{\text{кр}}$ . В первом случае средний коэффициент теплоотдачи в змеевике  $\alpha_{\text{зм}}$  может быть рассчитан по формуле (10.18), во втором случае  $\alpha_{\text{зм}} = \alpha_{\text{т}} \varepsilon_{\text{зм}}$ , где величину  $\alpha_{\text{т}}$  определяют по выражению (10.18), а поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\text{зм}} = 1 + 1,8(d/R_{\text{зм}})$ . В этих выражениях:

$$Re'_{\text{кр}} = 16,4/\sqrt{d/R_{\text{зм}}}; \quad Re''_{\text{кр}} = 18500 (d/2R_{\text{зм}})^{0,28},$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубы, м;  $R_{\text{зм}}$  — радиус кривизны змеевика, м.

Приведенные выражения используют в расчетах винтовых змеевиков при  $d/R_{\text{зм}} > 8 \cdot 10^{-4}$ . С увеличением  $R_{\text{зм}}$  влияние вторичной циркуляции уменьшается и при  $R_{\text{зм}} = \infty$  (прямые трубы) исчезает.

Расчет коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании труб. Этот вид теплоотдачи встречается в межтрубном пространстве теплообменных аппаратов с поперечными перегородками (см. рис. 9.1, м), воздухоохладителях (см. рис. 9.4) и других аппаратах с перекрестным током, где поперечный поток проходит через пучки гладких или оребренных труб.

На схемах коридорного и шахматного пучков труб (рис. 10.2) даны обозначения, принятые в приведенных ниже формулах.

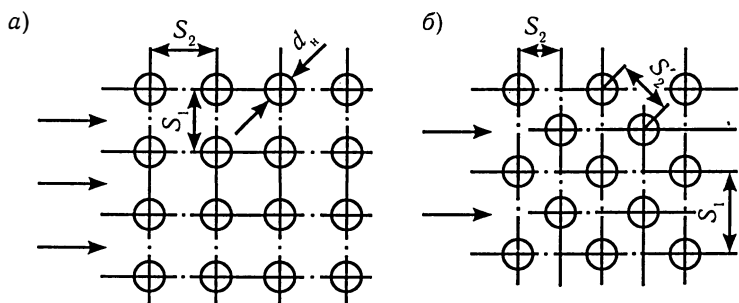


Рис. 10.2. Коридорное (а) и шахматное (б) расположения труб в пучке

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании гладких труб жидкостью зависит от ее теплофизических свойств, режима движения, расположения труб в пучке, относительного поперечного ( $a = S_1/d_{\text{н}}$ ) и относительного продольного ( $b = S_2/d_{\text{н}}$ ) шага пучка (см. рис. 10.2).

В интервале  $Re = 30 \div 1,2 \cdot 10^6$  и  $Pr = 0,71 \div 500$  А.А. Жукаускас установил расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи в коридорных пучках, у которых величины  $a$  и  $b$  находятся в пределах  $1 \div 2,6$ , а отношение  $a/b = 0,6 \div 2,4$ , и в шахматных пучках, у которых  $a = 1 \div 2,6$ ;  $b = 0,9 \div 4$ ;  $a/b = 0,33 \div 2,8$ . При этом средний коэффициент теплоотдачи всего многорядного пучка определяют по выражению

$$Nu_{\text{ж}} = C Re_{\text{ж}}^m Pr_{\text{ж}}^n \left( \frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (10.21)$$

Величины  $C$ ,  $m$ ,  $n$  для различных режимов течения приведены в табл. 10.4; определяющим размером является наружный диаметр трубы, определяющей температурой — температура набегающего потока жидкости, а расчетной скоростью — скорость в наименьшем проходном сечении.

Выражение (10.21) применимо для гладкотрубного пучка с числом рядов в направлении потока  $z \geq 20$ . При  $z < 20$  получают  $\alpha_z = C_2 \alpha_{z \geq 20}$ , где  $\alpha_{z \geq 20}$  определяют по формуле (10.21), а  $C_2$  — по графику, приведенному на рис. 10.3.

Таблица 10.4

Режим течения	Коридорные пучки			Шахматные пучки			
	$C$	$m$	$n$	$C$	$m$	$n$	$a/b$
Ламинарный	0,52	0,5	0,36	0,71	0,5	0,36	-
Смешанный	0,27	0,63	0,36	$0,35(a/b)^{0,2}$	0,6	0,36	$< 2$
				0,4	0,6	0,36	$> 2$
Турбулентный	0,033	0,8	0,4	$0,031(a/b)^{0,2}$	0,8	0,4	-

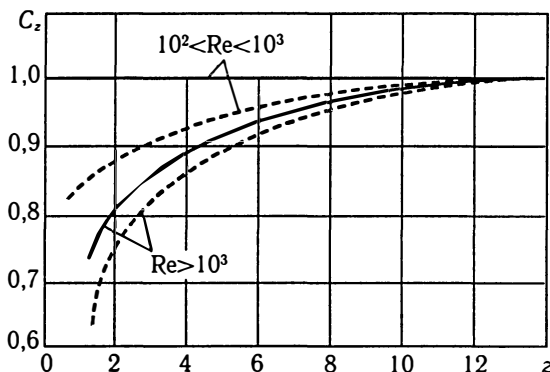


Рис. 10.3. Поправочный коэффициент  $C_z$  на число рядов в пучке труб (сплошные линии — коридорный пучок, штриховые — шахматный)

Теплообменные аппараты, в которых воздух или пар обмениваются теплотой с другой средой, часто выполняют в виде пучков оребренных труб. По сравнению с процессом обтекания гладких труб описание конвективного теплообмена между рабочей средой и пучком оребренных труб усложняется из-за влияния формы, размеров и шага ребер.

Ввиду того, что обобщенные зависимости могут быть получены только для геометрически подобных оребренных поверхностей, существуют несколько формул, каждая из которых отражает теплообмен определенной оребренной системы.

В.Н. Юдин предложил формулу для расчета средних коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_n$ , отнесенных к полной оребренной поверхности с поперечными круглыми ребрами (ленточное и шайбовое оребрения) при обтекании пучка газовым потоком

$$Nu = C C_z C_s \varphi_n^{-m} Re^n Pr^{0,33}. \quad (10.22)$$

Для воздуха изменением величины  $Pr$  пренебрегают и, приняв в уравнении (10.22) среднее его значение (при  $0^\circ C$   $Pr = 0,707$ ), получают

$$Nu = C_{\text{ж}} C_z C_s \varphi_n^{-m} Re^n. \quad (10.23)$$

В формулах (10.22) и (10.23) коэффициенты  $C$ ,  $C_{\text{ж}}$  и показатель степени  $m$  учитывают расположение труб в пучке:

— шахматное  $C = 0,36$ ;  $C_{\text{ж}} = 0,32$ ;  $m = 0,5$ ;

— коридорное  $C = 0,20$ ;  $C_{\text{ж}} = 0,18$ ;  $m = 0,7$ .

Коэффициент  $C_s$  учитывает влияние взаимного расположения оребренных труб (см. рис. 10.2). Для шахматного расположения  $C_s = [(S_1 - d_n)/(S_2 - d_n)]^{0,1}$ ; для коридорного  $C_s = [(S_1 - d_n)/(S_2 - d_n)]^{0,1}$ . Показатель степени  $n = 0,6\varphi_n^{0,07}$  (где  $\varphi_n = F_{\text{оп}}/F_{\text{он}}$  — наружная степень оребрения). Коэффициент  $C_z$ , учитывающий влияние числа рядов труб  $z$  вдоль потока, находят по табл. 10.5.

Таблица 10.5

Расположение труб в пучке	Re	Коэффициент $C_z$ для числа рядов труб $z$			
		1	2	3	4 и более
Шахматное	12000	0,82	0,9	0,97	1,0
	50000	0,75	0,88	0,97	1,0
Коридорное	12000	1,40	1,30	1,00	1,0
	30000	1,20	1,20	1,00	1,0
	50000	1,00	1,00	1,00	1,0

В качестве характерного линейного размера в критериях  $Nu$  и  $Re$  выбран условный размер

$$l_{\text{усл}} = \frac{F_{\text{мп}}}{F_{\text{оп}}} d_n + \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{оп}}} \sqrt{0,785(D_p^2 - d_n^2)} = \frac{d_n}{\varphi'_n} + \left(1 - \frac{1}{\varphi'_n}\right) \sqrt{0,785(D_p^2 - d_n^2)},$$

где  $F_{\text{мп}}$  — площадь наружной поверхности труб в промежутках между ребрами,  $m^2$ ;  $F_{\text{оп}} = F_{\text{мп}} + F_{\text{р}}$  — общая площадь наружной поверхности труб и ребер,  $m^2$ ;  $F_{\text{р}}$  — площадь наружной поверхности ребер;  $D_p$  — наружный диаметр ребра, м;  $d_n$  — наружный диаметр трубы, м;  $\varphi'_n = F_{\text{оп}}/F_{\text{мп}}$  — условная наружная степень оребрения.

Таким образом,  $Nu = \alpha_k l_{\text{усл}}/\lambda$ ;  $Re = \omega l_{\text{усл}}/\nu$ .

Уравнения (10.22) и (10.23) справедливы при следующих условиях: для шахматных пучков —  $l_{\text{усл}} = 12 \div 178$ ;  $\varphi_n = 1 \div 21,2$ ;  $Re = (5 \div 370)10^3$ ;  $(S_1 - d_n)/(S_2 - d_n) = 0,46 \div 2,2$ ; для коридорных пучков —  $l_{\text{усл}} = 27 \div 178$ ;  $\varphi_n = 1 \div 18,5$ ;  $Re = (10 \div 370)10^3$ .

Определяющей температурой для формулы (10.22) является средняя температура потока, расчетной скоростью — скорость в наименьшем проходном сечении пучка.

Приняв  $\varphi'_n = 1$ ,  $l_{\text{усл}} = d_n$ , формулы (10.22) и (10.23) можно применять и для расчета гладкотрубных пучков.

Оребрение воздухоохладителей также выполняют в виде сплошных металлических пластин, которые пронизывают пучком труб. Такие ребра имеют толщину  $\delta_p = 0,2 \div 0,5$  мм и шаг  $S_p = 2 \div 3$  мм; шаг между трубами пучка  $S_1/d_n = S_2/d_n \cong 2$ . Для коридорного пучка труб с таким оребрением А.А. Гоголин рекомендует расчетную формулу

$$Nu_{\text{ж}} = C Re_{\text{ж}}^n \left( \frac{L}{d_3} \right)^m, \quad (10.24)$$

где  $L$  — суммарная длина пластин по ходу воздуха, м.

Определяющим размером в формуле (10.24) принят эквивалентный диаметр суженного проходного сечения

$$d_3 = 2(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p) / [(S_1 - d_n) + (S_p - \delta_p)],$$

определяющей температурой — средняя температура воздуха  $t_g$ ; расчетную скорость определяют для суженного сечения канала, а величины  $n$ ,  $m$  и  $C$  находят из выражений:

$$n = 0,45 + 0,0066(L/d_3);$$

$$m = -0,28 + 0,08(Re/1000);$$

$$C = A \cdot B,$$

где множитель  $B = 1,36 - 0,24(Re/1000)$ , а множитель  $A$  зависит от отношения  $L/d_3$ :

$L/d_3$	5	10	20	30	40	50
$A$	0,412	0,326	0,201	0,125	0,08	0,0475



Выражение (10.24) справедливо для труб диаметром  $d_n = 10 \div 16$  мм при следующих ограничениях:  $Re = 500 \div 2500$ ;  $L/d_3 = 4 \div 50$ ;  $S_p/d_n = 0,18 \div 0,35$ ;  $S_1/d_n = 2 \div 5$ ;  $t_b = -40 \div +40^\circ\text{C}$ ;  $\omega\rho = 2 \div 6$  кг/(м<sup>2</sup>·с).

Сведения о теплоотдаче воздуха в коридорных пучках труб с пластинчатым оребрением при  $S_p = 8 \div 20$  мм можно получить в работах А.А. Гоголина, Г.Н. Даниловой и др.

Д.М. Иоффе получил формулу для расчета теплоотдачи при обтекании шахматного пучка труб с разрезанными по ходу воздуха пластинчатыми ребрами (одно сплошное ребро на каждый вертикальный ряд труб):

$$Nu = 0,178 Re^{0,6} \left( \frac{L_p}{d_3} \right)^{-0,14}, \quad (10.25)$$

где  $L_p$  — ширина одной пластины (ребра) по ходу воздуха.

Определяющие размер и температура аналогичны указанным для уравнения (10.24). Формула применима при условиях:  $d_n = 12 \div 22$  мм;  $L = 24 \div 30$  мм; число труб по ходу воздуха  $z = 2 \div 6$ ;  $\omega\rho = 3 \div 10$  кг/(м<sup>2</sup>·с);  $t_b = 25 \div 45^\circ\text{C}$ ;  $S_1 = 22 \div 48$  мм;  $S_p = 2 \div 5$  мм.

При продольном обтекании пучка труб (см. рис. 9.1, в, о) коэффициент теплоотдачи можно определить по выражению (10.18), подставив в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр межтрубного сечения канала с пучком труб диаметром  $d_n$  и введя в него множитель  $(d_3/d_n)^{0,1}$ .

При одинаковых условиях движения одной и той же жидкости коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании выше, чем при продольном. При поперечном обтекании пучка труб положительное влияние на теплообмен со стороны воздуха оказывает применение труб меньшего диаметра.

## 10.2. Компоновочный расчет

**Задачи расчета.** Тепловой расчет теплообменного аппарата позволяет определить необходимое количество рабочих сред и площади поверхности теплообмена с целью обеспечения нагревания, охлаждения, испарения и конденсации.

Ввиду того, что одна и та же площадь поверхности теплообмена в аппарате может иметь различные конфигурацию и конструктивные

размеры, возникает необходимость определения рабочих параметров как самих теплоносителей, так и элементов аппарата, подверженных влиянию этих параметров и наиболее полно удовлетворяющих требованиям прочности, надежности, долговечности, снижения потерь энергии и т.п.

С этой целью производят компоновочный расчет теплообменника — нахождение сечений рабочих объемов для прохода рабочих сред, конструктивных размеров поверхности теплообмена, диаметров патрубков и трубопроводов.

Конкретный вид зависимостей, которыми пользуются при выполнении компоновочного расчета, определяется типом теплообменного аппарата и его конструктивными особенностями.

**Расчет кожухотрубного аппарата.** При компоновочном расчете кожухотрубного аппарата исходными данными являются: площадь поверхности теплообмена  $F$ ; внутренний  $d_{\text{вн}}$  и наружный  $d_{\text{н}}$  диаметр теплообменных труб; массовые расходы рабочих сред  $G_{\text{т}}$  (через трубы) и  $G_{\text{мт}}$  (в межтрубном пространстве), а также их скорости  $\omega_{\text{т}}$  и  $\omega_{\text{мт}}$ , принятые при определении коэффициентов теплоотдачи. Искомые величины — число труб  $n$  в аппарате и их размещение в пучке, внутренний диаметр корпуса аппарата  $D_{\text{вн}}$ , число ходов в трубном пучке  $z_{\text{x}}$  и межтрубном пространстве  $z_{\text{мт}}$ , число труб в одном ходе  $n_{\text{x}}$ , расположение и размеры (диаметры) штуцеров  $d_{\text{шт}}$ .

Задаваясь длиной одной трубы  $l$ , находят число труб в аппарате

$$n = \frac{F}{\pi dl}, \quad (10.26)$$

где  $d$  — соответствующий площади  $F$  диаметр трубы, м.

Если в тепловом расчете определена площадь оребренной поверхности, то вместо  $F$  подставляют  $F_{\text{ор}}/\beta$  либо вместо  $\pi dl$  подставляют площадь поверхности оребренной трубы.

В трубных досках трубы обычно размещают по сторонам правильных шестиугольников — по вершинам равносторонних треугольников (рис. 10.4, а) и по концентрическим окружностям (рис. 10.4, б). Наиболее распространен первый вариант размещения, при котором обеспечивается максимальное использование площади трубной доски.

Число труб, которое можно разместить в аппарате по этому варианту, определяется зависимостью

$$n = 3a(a + 1) + 1, \quad (10.27)$$

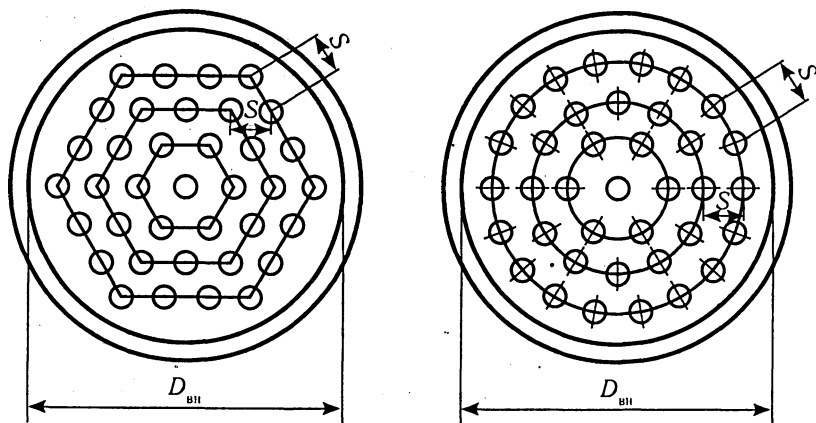


Рис. 10.4. Расположение труб в трубных досках по сторонам шестиугольников и по концентрическим окружностям

где  $a = (\sqrt{12n - 3} - 3)/6$  — порядковый номер шестиугольника, считая от центра (при этом число труб по диагонали шестиугольника  $b = 2a + 1$ ).

Расстояние  $S$  между осями труб выбирают по наружному диаметру трубы  $S = (1,2 \div 1,4)d_n$ , но не менее  $S = d_n + 6$  мм.

Рассчитанное по формуле (10.26) число труб  $n$  округляют так, чтобы  $a$  и  $b$  были целыми числами. При  $a > 6$  желательно заполнять трубами сегменты между гранями внешнего шестиугольника и обечайкой.

При размещении труб по концентрическим окружностям шаг между трубами и окружностями стремятся выдержать равным  $S$ . Тогда радиусы окружностей будут  $r_1 = S$ ;  $r_2 = 2S$ ;  $r_3 = 3S$  и т.д., а число труб в аппарате

$$n = \sum_{i=1}^i n_i = 1 + \sum_{i=1}^i \frac{2\pi r_i}{S}, \quad (10.28)$$

где  $i$  — порядковый номер окружности.

После компоновки трубной доски определяют внутренний диаметр корпуса аппарата соответственно одно- и многоходового:

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{вн}} &= S(b - 1) + 4d_n \quad \text{или} \quad D_{\text{вн}} = 1,1S\sqrt{n}; \\ D_{\text{вн}} &= 1,1S\sqrt{\frac{n}{\eta}}, \end{aligned} \right\} \quad (10.29)$$

где  $\eta$  — коэффициент заполнения трубной доски, равный отношению площади, занятой трубами, к полной площади доски (обычно  $\eta = 0,6 \div 0,8$ ).

Расчетное значение  $D_{\text{вн}}$  аппарата округляют до ближайшего, рекомендуемого стандартом или нормальями.

Полученные размеры, число и компоновка труб в обечайке должны быть увязаны с выбранными в тепловом расчете скоростями рабочих сред  $\omega_{\text{т}}$  и  $\omega_{\text{мт}}$  при помощи уравнения массового расхода (10.3). Исходя из этого условия определяют число ходов  $z_x$  рабочей среды, движущейся внутри труб,

$$z_x = \frac{n\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{т}} \omega_{\text{т}}}{4G_{\text{т}}}, \quad (10.30)$$

а затем проходное сечение  $f_{\text{т}}$  для ее движения.

При использовании прямых гладких труб

$$f_{\text{т}} = f_{\text{гл}} = \frac{0,785 d_{\text{вн}}^2 n}{z_x} = 0,785 d_{\text{вн}}^2 n_x. \quad (10.31)$$

Число труб в одном ходу

$$n_x = \frac{n}{z_x} = \frac{4V_{\text{т}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 \omega_{\text{т}}}, \quad (10.32)$$

где  $V_{\text{т}}$  — объемный расход рабочей среды через трубы,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

При использовании прямых труб с внутренним продольным оребрением или турбулизаторами

$$f_{\text{т}} = f_{\text{ор}} = \frac{0,785 d_{\text{вн}}^2 \text{Ж} n}{z_x}, \quad (10.33)$$

где  $\text{Ж} = f_{\text{ор}}/f_{\text{гл}}$  — коэффициент, учитывающий сужение проходного сечения за счет наличия ребер.

Найденные значения  $z_x$  и  $n_x$  округляют до целых чисел. Обычно  $z_x$  выбирают равным четному числу в пределах  $z_x = 2 \div 8$  ходов.

После этого проверяют соответствие скорости, принятой в тепловом расчете и найденной при окончательной компоновке аппарата. При большом различии между ними расчет повторяют.

В межтрубном пространстве с продольным обтеканием оребренных труб проходное сечение

$$f_{\text{MT}} = \frac{0,785 \text{Ж}(D_{\text{вн}}^2 - nd_{\text{н}}^2)}{z_{\text{MT}}}. \quad (10.34)$$

Обычно число ходов в межтрубном пространстве  $z_{\text{MT}} = 1 \div 2$ ; для гладких труб  $\text{Ж} = 1$ .

Для межтрубного пространства, разделенного поперечными сегментными перегородками, рассчитывают приведенное сечение

$$f_{\text{пр}} = \frac{f_{\text{MT}} h \psi}{l_{\text{пр}}},$$

где  $f_{\text{MT}} = 0,785 \text{Ж}(D_{\text{вн}}^2 - nd_{\text{н}}^2)$  — проходное сечение межтрубного пространства в аппарате без перегородок;  $h$  — расстояние между перегородками;  $\psi = (1 - d_{\text{н}}/S)/[1 - 0,9 (d_{\text{н}}/S)^2]$  — коэффициент, учитывающий сужение сечения (здесь  $S$  — шаг расположения трубок, м);  $l_{\text{пр}} = h + D_{\text{вн}} - 1,33b$  — приведенная длина пути рабочей среды, здесь  $b = (0,2 \div 0,4)D_{\text{вн}}$  — свободное расстояние между краем перегородки и кожухом аппарата.

Условный (внутренний) диаметр входного и выходного патрубков кожухотрубных и других типов теплообменников определяют по уравнению неразрывности

$$d_{\text{пy}} = \sqrt{4G / (\pi \rho \omega)}.$$

При этом скорость рабочих сред  $\omega$  в патрубке обычно принимают примерно равной скорости в трубах или в межтрубном пространстве. Расчетный диаметр  $d_{\text{пy}}$  округляют до ближайшего стандартного размера с учетом диаметров подводящих и отводящих рабочие среды трубопроводов.

**Расчет пластинчатого аппарата.** Компоновку пластинчатого аппарата выполняют параллельно с тепловым расчетом на основе общих тепловых закономерностей, а также специальных формул, отражающих специфику построения этих аппаратов и протекающих в них процессов.

Среди предварительно выбранных данных должны быть тип и параметры пластины, на базе которой предполагается проектировать аппарат: ширина  $b$  проточной части пластины (ширина канала), зазор  $\delta$  между пластинами (высота поперечного сечения канала), рабочая поверхность  $f$  пластины, а также объемные расходы отдающей теплоту  $V_o$  и воспринимающей теплоту  $V_b$  рабочих сред и их температуры.

Исходя из принятого в пластинчатых аппаратах диапазона скоростей рабочих сред  $0,3 \div 0,8$  м/с задаются средней скоростью отдающей теплоту среды  $\omega_o$  и с помощью уравнения неразрывности находят число параллельных каналов  $m_o$  в пакете пластин

$$m_o = \frac{V_o}{\omega_o b \delta}. \quad (10.35)$$

Полученное значение  $m_o$  округляют до целого и корректируют принятую скорость  $\omega_o$ .

Средняя скорость воспринимающей теплоту среды

$$\omega_b = n_p \frac{m_o}{m_b} \omega_o, \quad (10.36)$$

где  $n_p = V_b/V_o$  — кратность расхода рабочих сред;  $m_b$  — число параллельных каналов в пакете воспринимающей теплоту среды, выбранное по конструктивным соображениям компоновки пакетов.

С помощью полученных данных, а также критериальных зависимостей (10.19, 10.20), температурного напора  $\Delta t$  и тепловой нагрузки  $Q$  на аппарат рассчитывают площадь  $F$  его поверхности теплообмена. При этом в критериальных зависимостях критерий  $Re = \omega d_s/\nu$ , где эквивалентный диаметр  $d_s = 4f/\Pi = 4b\delta/(2b) = 2\delta$  (где  $\Pi$  — смоченный периметр канала).

Затем определяют число пластин в аппарате  $z = F/f$  и число пакетов  $i = z/(2m)$  для каждой среды.

Размеры поверхности пластинчатого теплообменника с размерами пластин связаны соотношением

$$F = f(z - 1) - f. \quad (10.37)$$

Полученное число пакетов округляют до целого и корректируют число пластин. После этого разрабатывают компоновочную схему аппарата (см. рис. 9.8).

**Расчет змеевикового аппарата.** Для компоновки змеевикового теплообменника (см. рис. 9.1, *с*) по известным из теплового расчета площади  $F$  поверхности, внутреннему, наружному и среднему диаметрам трубы  $d_{\text{вн}}$ ,  $d_{\text{н}}$ ,  $d_{\text{ср}}$ , диаметру змеевика  $D_{\text{зм}}$  и шагу его витков  $S_{\text{зм}}$  определяют длину одного витка змеевика

$$l_1 = \sqrt{\pi D_{\text{зм}} + S_{\text{зм}}^2} \approx \pi D_{\text{зм}},$$

общую длину змеевика  $l = F/(\pi d_{\text{ср}})$  и число витков  $n = l/l_1$ .

### 10.3. Гидромеханический расчет

Задачей гидромеханического расчета является определение потерь давления  $\Delta p$ , обусловленных гидро- или аэродинамическими сопротивлениями, возникающими при движении рабочих сред в теплообменном аппарате. Знание величины  $\Delta p$  необходимо для определения мощности нагнетателей рабочих сред, а также для выбора рациональных конструктивных характеристик и оптимизации режимов работы аппарата.

В общем виде гидравлическое сопротивление теплообменника на стороне каждой рабочей среды, Па,

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} = \frac{\Sigma \lambda (l / d_3) \omega^2 \rho}{2} + \frac{\Sigma \zeta \omega^2 \rho}{2}, \quad (10.38)$$

где  $\Delta p_{\text{тр}}$  — потеря давления на преодоление сопротивления трения при протекании рабочих сред в тракте аппарата, Па;  $\Delta p_{\text{м}}$  — потеря давления на преодоление местных сопротивлений, связанных с внезапным изменением скорости или направления потока, Па;  $\lambda$  — коэффициент трения;  $l$  — длина канала или трубы, м;  $d_3 = 4f/\Pi$  — эквивалентный диаметр канала, м (здесь  $f$  — сечение для прохода жидкости, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  — периметр сечения, смачиваемый жидкостью, м);  $\omega$  — скорость рабочей среды в данном сечении, м/с;  $\rho$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент трения  $\lambda$  зависит от режима движения жидкости и степени шероховатости стенок трубопровода; при ламинарном

движении шероховатость практически не влияет на коэффициент:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}},$$

где постоянная  $A$  зависит от формы сечения канала:  $A = 64$  для круглого сечения,  $A = 57$  — для квадратного,  $A = 85$  для прямоугольного с отношением сторон  $b/a = 0,1$ ;  $A = 76$  при  $b/a = 0,2$ ;  $A = 66$  при  $b/a = 0,4$ ;  $A = 60$  при  $b/a = 0,6$ ;  $A = 96$  для плоской и кольцевой щелей.

Для режимов движения потока ( $\text{Re} = 3 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^5$ ) в гладких трубах по Блазиусу  $\lambda = 0,3164/\text{Re}^{0,25}$ . Это уравнение можно применять без поправки на шероховатость для гладких медных и латунных труб. Для стальных труб, обладающих заметной шероховатостью рекомендуется выражение  $\lambda = 0,11 [(\Delta/d_{\text{вн}}) + (68/\text{Re})]^{0,25}$ , где  $\Delta$  — эквивалентная абсолютная шероховатость, мм;  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубы, мм. Для новых чистых стальных цельнотянутых труб  $\Delta \approx 0,02 \div 0,05$  мм; для стальных цельнотянутых труб, побывавших в эксплуатации, с незначительной коррозией  $\Delta \approx 0,1 \div 0,2$  мм; для стальных и чугунных старых загрязненных труб  $\Delta \approx 0,5 \div 2$  мм.

При протекании рабочей среды в спиральных змеевиках коэффициент трения  $\lambda$ , рассчитанный по приведенным уравнениям, необходимо умножить на коэффициент  $\epsilon_{\text{сп}}$ , зависящий от отношения радиуса  $R$  змеевика по оси трубы к внутреннему диаметру  $d_{\text{вн}}$  трубы:

$R/d_{\text{вн}}$	250	20	10	8	6	5	4	3
$\epsilon_{\text{сп}}$	1,0	1,1	1,25	1,35	1,5	1,6	1,7	1,9

Из всего разнообразия местных сопротивлений в судовых аппаратах наиболее часто встречаются: внезапное расширение  $\zeta_p$  при переходе потока из меньшего сечения  $f_m$  в большее  $f_6$ , внезапное сужение  $\zeta_c$  сечения с  $f_6$  до  $f_m$  и повороты потока без изменения сечения  $\zeta_n$ . Для расчета первых двух коэффициентов рекомендуются уравнения

$$\zeta_p = \left(1 - \frac{f_m}{f_6}\right)^2; \quad \zeta_c = 0,5 \left(1 - \frac{f_m}{f_6}\right)^{0,75},$$



где коэффициенты  $\zeta_p$  и  $\zeta_c$  отнесены к скорости потока в меньшем сечении  $f_m$ .

Для определения величины  $\zeta_n$  при резком повороте потока на угол  $\gamma$  используют следующие соотношения: при  $\gamma = 30; 60; 90^\circ$  соответственно  $\zeta_n = 0,6; 1; 1,2$ .

При плавном повороте на  $90^\circ$  круглого ( $d_{вн}$ ) или квадратного ( $d_{вн} \times d_{вн}$ ) канала в зависимости от отношения радиуса изгиба (по оси трубы)  $R$  к  $d_{вн}$  получим следующие значения коэффициента  $\zeta_n$ :

$R/d_{вн}$	0,5	0,6	0,8	1,0	2,0	5,0	10,0
$\zeta_n$	1,2	0,75	0,30	0,2	0,11	0,08	0,06

Более подробные сведения о местных сопротивлениях ТА приведены в справочной литературе [6].

При поперечном обтекании труб жидкостью или газом гидравлическое сопротивление  $\Delta p$ , Па, состоит преимущественно из местных сопротивлений, поэтому расчетное уравнение в этом случае имеет вид

$$\Delta p = \zeta \frac{\omega^2 \rho}{2} C_z, \quad (10.39)$$

где  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления, отнесенный к одному ряду труб в многорядном пучке;  $\omega$  — скорость жидкости (газа) в суженном сечении между трубами, м/с;  $C_z$  — коэффициент, учитывающий число рядов труб  $z$  по потоку.

Коэффициент  $\zeta$  в формуле (10.39) зависит от ряда факторов:  $Re$  — числа Рейнольдса, отнесенного к скорости в суженном сечении между трубами и к наружному диаметру трубы;  $a = S_1/d_n$  — отношения поперечного шага труб к их наружному диаметру;  $b = S_2/d_n$  — то же для продольного по потоку шага труб (расстояния между рядами). Эту зависимость представляют в виде номограмм для коридорных (рис. 10.5, а) и шахматных (рис. 10.5, б) пучков труб. Основные графики позволяют определить коэффициент сопротивления  $\zeta_0$  для случая коридорного расположения труб по квадрату ( $a = b$ ) и шахматного по равностороннему треугольнику ( $a = S_2/d_n = 1,155b$ ). Для других соотношений между  $a$  и  $b$  в углу номограмм дан поправочный коэффициент  $\epsilon_s$ . Таким образом,  $\zeta = \zeta_0 \epsilon_s$ .

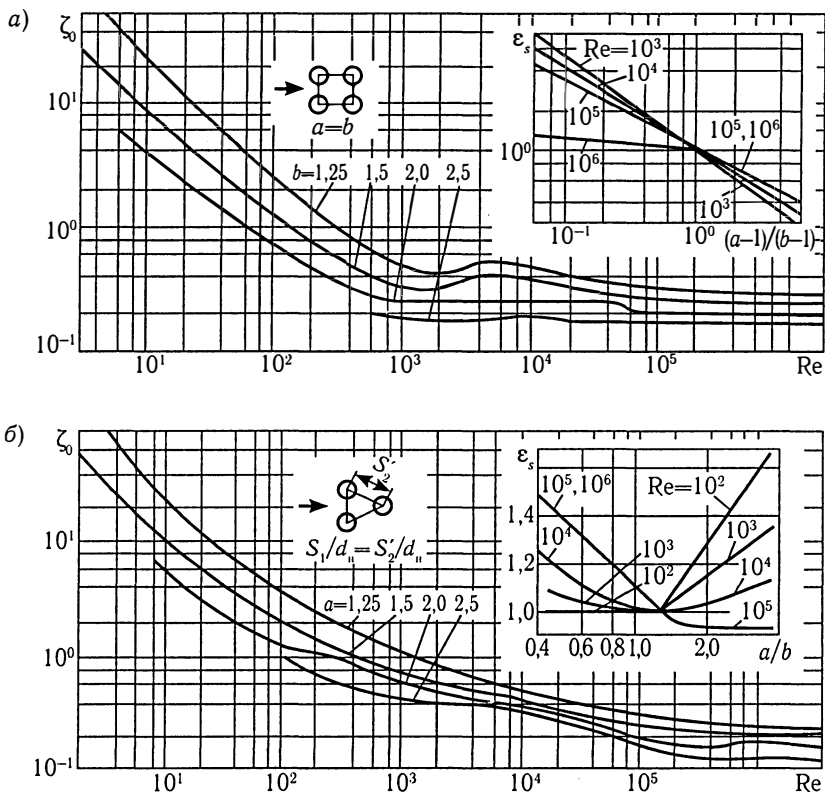


Рис. 10.5. Номограмма для определения коэффициентов сопротивления коридорных и шахматных пучков труб

Зависимость коэффициента  $C_z$  от  $z$  следующая:

$z$	1	2	3	4	5	6	7 и более
$C_{z\text{кор}}$	1,8	1,19	1,085	1,04	1,0	1,0	1,0
$C_{z\text{шах}}$	2,2	1,25	1,1	1,09	1,06	1,04	1,0

Канал или пакет параллельных каналов пластинчатых теплообменников, также рассматривают как комплексное местное сопротивление, которое можно характеризовать общим коэффициентом. Этот коэффициент зависит от формы поверхности пластин, расстояния между ними и скорости движения жидкости. Для примера приведем

формулу, позволяющую рассчитать коэффициент сопротивления межпластинных каналов теплообменника, составленного из пластин сетчато-поточного типа с наклонными гофрами или гофрами «в елку» (см. рис. 9.9, *з, д*):  $\zeta = 3686/\text{Re}^{0.25}$ .

Гидравлическое сопротивление пластинчатых аппаратов

$$\Delta p = \zeta \frac{\omega^2 \rho}{2},$$

где  $\zeta$  — общий коэффициент сопротивления одного пакета пластин;  $\omega$  — средняя скорость жидкости в межпластинном канале, м/с.

Кроме гидравлического или аэродинамического сопротивления самого аппарата нагнетатель должен преодолевать еще сопротивление сети трубопроводов или воздухопроводов. Поэтому мощность нагнетателя, необходимая для перемещения рабочей среды, в общем виде

$$N = N_{\text{ТА}} + N_c = \frac{G}{\rho\eta} (\Delta p + \Delta p_c), \quad (10.40)$$

где  $N_{\text{ТА}}$ ,  $N_c$  — мощность, расходуемая на перемещение рабочей среды соответственно через теплообменный аппарат и во внешней сети, Вт;  $G$  — массовый расход среды, кг/с;  $\eta$  — КПД насоса или вентилятора;  $\Delta p$ ,  $\Delta p_c$  — гидравлическое сопротивление соответственно аппарата и внешней сети, Па.

#### 10.4. Некоторые методы интенсификации теплообмена в аппаратах

Технико-экономический (или энергетический) анализ условий работы СЭУ в целом или аппарата как ее элемента позволяет при заданных условиях теплообмена выбрать оптимальные или близкие к ним значения температурных напоров  $\Delta t_m$  между рабочими средами. При выбранном значении  $\Delta t_m$  задачей интенсификации является уменьшение площади  $F$  поверхности аппарата при заданной тепловой производительности  $Q$  либо увеличение  $Q$  при заданной  $F$ . Как следует из уравнения теплопередачи  $Q = kF\Delta t_m$ , каждая из этих задач может быть решена путем увеличения коэффициента теплопередачи  $k$ , т.е. путем интенсификации теплообмена со стороны рабочих сред. При заданных значениях  $Q$  и  $F$  увеличение коэффициента  $k$  позволяет уменьшить температурный напор  $\Delta t_m$  и снизить тем самым энергетические затраты.

Для определения путей интенсификации аппаратов большое значение имеет правильное представление о физической картине процесса теплообмена и факторах, определяющих частные термические сопротивления, от которых зависит коэффициент теплопередачи.

Поскольку интенсификация теплопередачи всегда связана с определенными затратами, вопрос о целесообразности применения того или иного способа интенсификации решают на основе технико-экономического или энергетического сопоставления. В некоторых случаях выбор способа интенсификации определяется требованиями, которые предъявляются в конкретной задаче (уменьшение массы или габаритных размеров аппарата и др.). Технико-экономическое и энергетическое сопоставления проводят при оптимальных для рассматриваемых вариантов скоростях рабочей среды и температурных напорах. Рассмотрим некоторые методы интенсификации теплообмена.

Повысить коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  от протекающей в трубе жидкости к стенке можно путем *уменьшения внутреннего диаметра трубы*  $d_{\text{вн}}$  (повышения скорости среды). Снижение  $d_{\text{вн}}$  с 20 до 13 мм приводит к повышению коэффициента  $\alpha$  на 15% при ламинарном и на 9% при турбулентном режимах потока. Одновременно повышается и компактность аппарата, так как прежняя поверхность размещается в обечайке меньшего диаметра.

Если скорость одной из рабочих сред почему-то не может быть увеличена, целесообразно увеличивать скорость второй среды до тех пор, пока отношение коэффициента теплоотдачи второй среды к коэффициенту теплоотдачи первой не превысит 4—5. Дальнейшее повышение скорости второй среды приведет к незначительному росту коэффициента теплопередачи.

Другим, более эффективным путем интенсификации рассматриваемого случая теплообмена является *применение турбулизаторов потока*. Для турбулентного и переходного режимов целесообразны турбулизаторы периферийного типа, к которым относятся кольца и проволочные спирали. Они турбулизуют периферийные слои у самой стенки трубы. Термическое сопротивление этого слоя является основным сопротивлением теплообмену между жидкостью и стенкой. Основная масса потока проходит по трубе без воздействия на нее турбулизаторов, что позволяет избежать излишнего расхода энергии. Для ламинарного потока наилучшим является ленточный турбулизатор, представляющий собой ленту, завитую в виде винта с шагом  $S = (6 \div 10)d_{\text{вн}}$ , которая закручивает всю массу жидкости по спирали вокруг оси трубы, а также спиральный

проволочный турбулизатор с шагом спирали около трех диаметров трубы.

В стационарной энергетике для интенсификации теплообмена в ламинарной и турбулентной областях применяют также *внутреннее оребрение труб*. В переходной области этот метод неприемлем, так как вызывает снижение коэффициента  $\alpha$ .

При кипении жидкостей добиваются увеличения числа центров парообразования, большего перегрева жидкости у поверхности кипения, улучшения условий отвода пара, уменьшения доли поверхности пузырей, контактирующей с более холодными слоями жидкости. Для этого применяют ребристые трубы и каналы, поверхности с пористым покрытием, организуют кипение в тонких пленках жидкости и т.п. При конденсации пара стремятся уменьшить термическое сопротивление пленки конденсата, для чего повышают скорость пара, улучшают условия отвода конденсата с помощью сил поверхностного натяжения, выполняя накатное оребрение поверхности конденсации или ее покрытие гидрофобными веществами, ухудшающими смачиваемость поверхности, для перехода от пленочной конденсации к капельной.

Интенсификация теплоотдачи в межтрубном пространстве осуществляется с помощью установки поперечных перегородок, обеспечивающих перекрестный ток и скорость теплоносителя.

### *Вопросы для самопроверки*

1. В чем отличие конструктивного теплового расчета ТА от поверочного?

2. От чего зависит коэффициент теплопередачи?

3. Назовите критерий подобия, определяющий теплообмен при свободном движении.

4. Какое из отношений критериев подобия учитывает влияние направления теплового потока (нагревания или охлаждения) на теплоотдачу для капельных жидкостей?

5. Назовите особенности расчета коэффициентов теплоотдачи при вынужденном движении внутри труб и каналов.

6. В чем причина многообразия формул для расчета теплообмена оребренных поверхностей ТА?

7. Какова цель компоновочного расчета ТА? Назовите исходные данные, необходимые для компоновочного расчета ТА.

8. Что является задачей гидромеханического расчета ТА?

9. Назовите методы интенсификации ТА.

## Глава 11. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

### 11.1. Назначение, состав и типы конденсационных установок и конденсаторов

Каждый главный турбоагрегат паротурбинного судна обслуживается *главной автономной КУ*, предназначенной для конденсации отработавшего пара с целью получения конденсата, пригодного для питания паровых котлов, а также для обеспечения устойчивого вакуума на расчетных режимах работы турбин.

Вспомогательные турбины, например турбогенераторы, обслуживаются *вспомогательными вакуумными КУ*. В ходовом режиме судна отработавший во вспомогательных турбоагрегатах пар допускается отводить в главный конденсатор. К вспомогательным относятся также вакуумные КУ водопреснительных установок и атмосферные, служащие для конденсации отработавшего пара грузовых турбонасосов (на танкерах) и других механизмов, работающих эпизодически и кратковременно.

Конденсация пара происходит на наружной поверхности теплообменных труб кожухотрубного конденсатора. Теплота конденсации отводится в забортную воду, прокачиваемую через теплообменные трубы насосами циркуляционной системы охлаждения. В некоторых КУ на ходовом режиме применяется самопроточная система циркуляции воды через конденсатор, при которой забортная вода поступает в трубы самопротоком вследствие использования скорости судна.

В результате конденсации пара в конденсаторе образуется вакуум, который поддерживается посредством воздушной системы, откачивающей пароструйными эжекторами или вакуумными насосами поступивший в конденсатор через неплотности, а также в незначительном количестве вместе с паром воздух.

Образовавшийся в конденсаторе конденсат удаляется с помощью насосов конденсатной системы. В конденсационной установке с атмосферными конденсаторами конденсат и воздух могут удаляться самотеком или при помощи совместного насоса. В главных конденсаторах применяют раздельное удаление конденсата и воздуха.

В состав КУ с *раздельным удалением конденсата и воздуха* (рис. 11.1) входят поверхностный конденсатор 10, циркуляционный

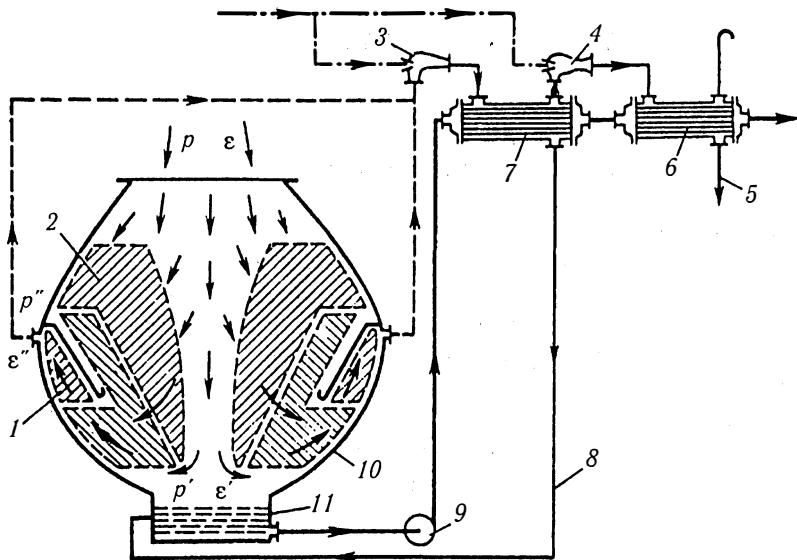


Рис. 11.1. Конденсационная установка с главным двухпоточным двухходовым регенеративным конденсатором

(на схеме не показан) и конденсатный 9 насосы, воздушные эжекторы 3 и 4. Для охлаждения удаляемого из конденсатора воздуха служат пучки труб воздухоохладителей 1. Охлаждение воздуха способствует уменьшению затрат энергии на привод воздухоотсасывающих устройств. Направление движения пара в конденсаторе показано стрелками.

По току охлаждающей воды главные конденсаторы чаще всего выполняют *двухходовыми* (см. рис. 9.1, о), применяют также одно- или двухходовые главные конденсаторы с отдельным подводом воды к симметрично расположенным пучкам труб. Такие конденсаторы называют *двухпоточными*. Заборная вода поступает в водяную камеру каждого пучка труб 2 (см. рис. 11.1) и, осуществив в нем два хода, удаляется из конденсатора.

Раздельный подвод заборной воды позволяет осуществлять осмотр, чистку и уплотнение одного двухходового пучка труб при работающем втором пучке с пониженной нагрузкой главного турбоагрегата. На рис. 11.2 показан двухпоточный одноходовой конденсатор 1 с самопроточной циркуляцией воды в левом 2 и правом 3 пучках

теплообменных труб. Вспомогательные конденсаторы по току охлаждающей воды выполняют четырех- или шестиходовыми.

По току пара главные конденсаторы выполняют в основном с нисходяще-боковым потоком пара. Схема такого конденсатора, траектория движения пара в котором обозначена стрелками, представлена на рис. 11.1.

Вспомогательные конденсаторы с совместным удалением конденсата и воздуха являются теплообменниками с нисходящим (идушим сверху вниз) потоком пара. В аналогичных конденсаторах с *раздельным удалением сред* (рис. 11.3) наряду с основным нисходящим потоком пара в районе воздухоохладителя 2 наблюдаются восходящий и боковой потоки паровоздушной смеси.

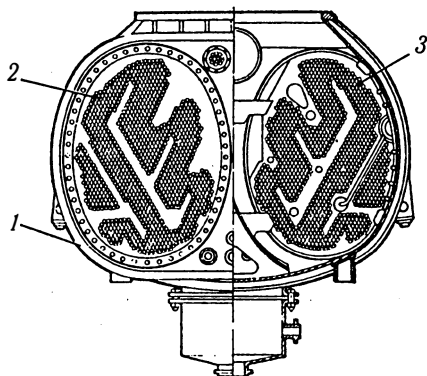


Рис. 11.2. Главный двухпоточный одноходовой конденсатор

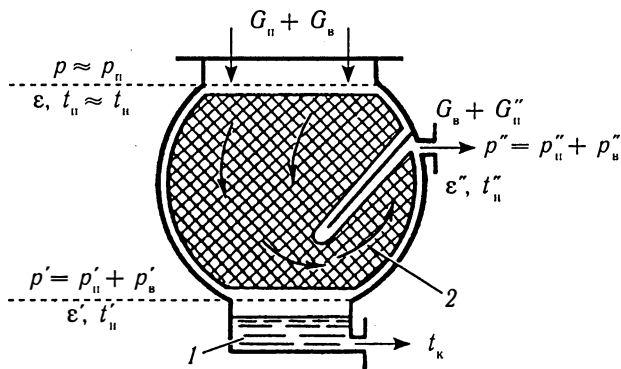


Рис. 11.3. Вспомогательный конденсатор с раздельным удалением конденсата и воздуха



По организации процесса конденсации конденсаторы подразделяют на *регенеративные* (см. рис. 11.1, 11.2) и *нерегенеративные* (см. рис. 11.3).

## 11.2. Режимные показатели конденсационной установки

Режимными показателями, используемыми для эксплуатационного контроля режима КУ, являются: абсолютное давление (или вакуум) в конденсаторе  $p$ , кПа; переохлаждение конденсата  $\Delta t_k$ , °С; температурный напор на входе  $\Delta t_6$  и выходе  $\Delta t_m$ , °С охлаждающей воды; нагрев охлаждающей воды в конденсаторе  $\Delta t_b$ , °С; гидравлическое сопротивление циркуляционной системы  $\Delta p$ , кПа.

Давление в конденсаторе является одним из факторов, влияющих на мощность и эффективность паровой турбины. Из формулы эффективной мощности  $N_e = G_n h_a \eta_e$ , кВт, видно, что при неизменном массовом расходе пара  $G_n$ , кг/с, мощность на валу турбины прямо пропорциональна произведению адиабатного перепада теплоты  $h_a$ , кДж/кг, на ее относительный эффективный КПД  $\eta_e$ . Снижение давления  $p$  в конденсаторе приводит к увеличению  $h_a$ ; при повышении давления  $p$  величина  $h_a$  уменьшается. Опыт эксплуатации показал, что при неизменных величинах  $\eta_e$ ,  $G_n$  и других начальных параметрах пара повышение или понижение давления в конденсаторе на 1 кПа соответственно вызывает уменьшение или увеличение мощности турбины на 1—1,5%. Удельный расход теплоты  $q_e = Q/N_e$ , кДж/(кВт·с), характеризующий эффективность паровой турбины, является величиной, прямо пропорциональной давлению в конденсаторе ( $Q$  — общий расход теплоты на ПТУ, кДж/с).

Давление в конденсаторе определяет также габариты турбины, зависящие от удельного объема пара. С учетом температуры заборной воды в районе плавания судна, экономичности, массы и габаритов ПТУ, а также допустимой конечной влажности пара на выходе из турбины расчетное абсолютное давление в главных конденсаторах обычно назначают в пределах 4—6 кПа.

Поступающий в конденсатор воздух повышает давление в нем. Для поддержания расчетного давления относительное содержание воздуха, поступающего в главные конденсаторы ПТУ, должно быть на уровне  $\varepsilon = 0,0001 \div 0,0005$ , а в конденсаторах вспомогательных турбогенераторов  $\varepsilon = 0,0005 \div 0,002$  (меньшие значения относятся

к ПТУ большей мощности или находящимся в хорошем состоянии). Под относительным содержанием воздуха  $\varepsilon = G_{\text{в}}/G_{\text{п}}$  понимают отношение количества воздуха  $G_{\text{в}}$ , поступающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара  $G_{\text{п}}$ , кг/с.

Величина  $\varepsilon$  зависит от мощности ПТУ, качества ее монтажа и ухода за ней. При работе турбины на режиме с мощностью менее номинальной область вакуума в ПТУ расширяется, распространяясь из конденсатора на последние ступени турбины, в результате чего увеличивается не только относительное содержание воздуха  $\varepsilon$  в паре, поступающем в конденсатор, но и абсолютное количество этого воздуха. После выхода ПТУ на номинальный режим  $\varepsilon$  принимает прежнее, соответствующее этому режиму значение. Количество воздуха, попадающее в конденсатор через неплотности, расчетным путем определить очень сложно, поэтому для приближенной оценки используют опытные данные. По таким данным количество воздуха, на которое рассчитывается воздухоотсасывающее устройство современных КУ, можно определить по зависимостям [18]

$$G_{\text{в}} = 0,080G_{\text{п}} \cdot 10^{-3} + 11 \text{ при } G_{\text{п}} > 70 \cdot 10^3 \text{ кг/ч;} \quad (11.1)$$

$$G_{\text{в}} = 0,18G_{\text{п}} \cdot 10^{-3} + 5 \text{ при } G_{\text{п}} < 70 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.} \quad (11.2)$$

Пар и воздух образуют в конденсаторе движущуюся паровоздушную смесь. Согласно закону Дальтона общее давление этой смеси  $p$  в приемном патрубке, которое считают давлением в конденсаторе, равно сумме парциальных давлений пара  $p_{\text{п}}$  и воздуха  $p_{\text{в}}$ . Распространение закона Дальтона, справедливого для неподвижных смесей, на движущуюся в конденсаторе паровоздушную смесь дает незначительные погрешности, которыми в инженерных расчетах можно пренебречь. По мере движения паровоздушной смеси в конденсаторе (см. рис. 11.3) относительное содержание воздуха  $\varepsilon$  возрастает, так как пар конденсируется и количество его в смеси уменьшается, а количество воздуха как неконденсирующегося газа остается неизменным. При этом общее давление паровоздушной смеси понижается из-за наличия парового сопротивления трубного пучка конденсатора  $\Delta p_{\text{к}} = p - p''$  (где  $p$ ,  $p''$  — давление смеси при входе в конденсатор и в месте удаления из него паровоздушной смеси). Совместное рассмотрение уравнения Дальтона и характеристических уравнений для воздуха и пара позволяет установить зависимость между  $p_{\text{п}}$ ,  $p$  и  $\varepsilon$  в процессе конденсации:

$$p_n = \frac{p}{1 + 0,622\varepsilon}. \quad (11.3)$$

Анализируя состояние паровоздушной смеси в конденсаторе с помощью выражения (11.3), можно отметить, что ввиду малости величины  $\varepsilon$  на входе смеси в аппарат парциальное давление пара  $p_n$  практически равно общему давлению  $p$ . По мере конденсации пара с ростом величины  $\varepsilon$  и с понижением общего давления смеси  $p$  парциальное давление пара уменьшается, а воздуха — возрастает. Так как поступающий в конденсатор пар, как правило, является насыщенным, то с уменьшением его парциального давления уменьшается и температура насыщения пара  $t_n$ . Следовательно, изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе (см. рис. 11.3) носит следующий характер:  $p_n > p'_n > p''_n$ ;  $t_n > t'_n > t''_n$ ;  $\varepsilon < \varepsilon' < \varepsilon''$ ;  $p_v < p'_v < p''_v$ .

В связи с уменьшением в процессе движения конденсирующегося пара его температуры насыщения  $t_n$  в конденсаторе возникает разность между этой температурой при давлении, равном давлению паровоздушной смеси  $p$  на входе в аппарат, и действительной температурой конденсата  $t_k$  в конденсаторе. Эту разность температур  $\Delta t_k = t_n - t_k$  называют *переохлаждением конденсата*. Переохлаждение конденсата является следствием понижения в аппарате величин  $p_n$  и  $t_n$  из-за наличия воздуха и парового сопротивления  $\Delta p_k$  пучка труб. В аппаратах, подобных представленному на рис. 11.3, температура конденсата  $t_k$  в сборнике 1 может быть равна температуре пара  $t'_n$ , а переохлаждение конденсата — достигать  $\Delta t_k = 3 \div 5^\circ\text{C}$ .

Переохлаждение конденсата зависит от конструкции конденсатора, его тепловой нагрузки, температуры охлаждающей воды и действия всех обслуживающих систем. Переохлаждение конденсата вызывает дополнительную затрату теплоты (топлива) на нагрев используемого в качестве питательной воды в паровых котлах конденсата, а также увеличение количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию конденсатно-питательной системы и паровых котлов.

Для уменьшения величины  $\Delta t_k$  современные главные и вспомогательные конденсаторы (обслуживающие турбогенераторы) выполняют регенеративными. Среди главных наиболее широко распространены двухходовые по охлаждающей воде регенеративные конденсаторы с центральным каналом в пучке труб (см. рис. 11.1), по которому в район сборника конденсата 11 поступает около 10%

конденсируемого пара. Конденсация пара и охлаждение паровоздушной смеси завершаются здесь в выделенных из основного пучка 2 воздухоохладителях 1. Так как через трубы воздухоохладителей протекает наиболее холодная охлаждающая вода первого хода циркуляционного контура, то образовавшиеся здесь капли конденсата оказываются переохлажденными. Однако, следуя вниз, в конденсатосборник, капли омываются движущимся навстречу паром, имеющим более высокую температуру, и нагреваются до температуры основной массы конденсата, образовавшегося на основном пучке труб. Использование для подогрева конденсата регенерации теплоты конденсируемого в воздухоохладителе пара явилось причиной названия подобных конденсаторов *регенеративными*.

Количества теплоты, принесенной паром в воздухоохладители, оказывается достаточным для подогрева образовавшегося там конденсата до температуры  $t'_n$ , соответствующей парциальному давлению пара  $p'_n$  над уровнем конденсата в сборнике. В результате переохлаждение конденсата в рассматриваемых конденсаторах находится на уровне  $\Delta t_k = 0,3 \div 0,6^\circ\text{C}$  (обычно не превышает  $1^\circ\text{C}$ ). Связанные с этим потери теплоты на подогрев конденсата составляют не более 0,1%.

Нагрев охлаждающей воды  $\Delta t_b = t_2 - t_1$  зависит от расхода последней и нагрузки конденсатора и должен быть таким, чтобы всегда имелась положительная наименьшая разность температур  $\Delta t_m = t_n - t_2$ , являющаяся необходимым условием теплообмена в конденсаторе ( $t_1, t_2$  — температуры охлаждающей воды на входе и выходе из аппарата). Величина  $\Delta t_m$  зависит от режима работы КУ, состояния конденсатора, условий теплообмена в нем, количества поступающего в аппарат воздуха и работы эжектора.

Наибольшая разность температур  $\Delta t_6 = t_n - t_1$  является главным параметром, определяющим массогабаритные и стоимостные характеристики КУ, а также расход электроэнергии на привод циркуляционного насоса. Для большинства судовых КУ величину назначают  $\Delta t_6 = 9^\circ\text{C}$ , а  $t_1$  принимают как средневзвешенную по времени температуру забортной воды в районе плавания судна. При  $\Delta t_6 < 9^\circ\text{C}$  стоимость, массогабаритные показатели и расход электроэнергии на КУ возрастают; величина  $\Delta t_6 > 9^\circ\text{C}$  характерна для КУ судов с габаритными ограничениями, а также судов ледового плавания.

При определении расчетных параметров судовых конденсаторов значения  $\Delta t_b$  и  $\Delta t_m$  принимают следующими: главные конденсаторы транспортных судов:  $\Delta t_b = 3,2 \div 5,6^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_m = 5,8 \div 3,4$ ; вспомогательные

конденсаторы турбогенераторов и вакуумных водоопреснительных установок:  $\Delta t_v$  и  $\Delta t_m = 4 \div 10^\circ\text{C}$ .

Мощность турбины  $N_e$  с понижением давления в конденсаторе возрастает только до некоторого предела. Дальнейшее понижение давления, несмотря на увеличение адиабатного перепада теплоты  $h_a$ , рост мощности  $N_e$  вызвать не может, так как расширение пара заканчивается не на лопатках последней ступени турбины, а в выпускном патрубке, по которому пар направляется в конденсатор. Давление в конденсаторе, начиная с которого дальнейшее его снижение уже не вызывает возрастания мощности турбины, называют *предельным*. Существует также понятие *наивыгоднейшего давления* в конденсаторе, при котором суммарный удельный расход топлива на ПТУ минимален. Обычно наивыгоднейшее давление в аппарате несколько превышает предельное.

Гидравлическое сопротивление конденсатора  $\Delta p$ , как и сопротивление трубопроводов циркуляционной системы, является фактором, определяющим мощность циркуляционного насоса. В двухходовых главных конденсаторах  $\Delta p = 29,5 \div 49$  кПа, а мощность главного циркуляционного насоса составляет 1,5—2% мощности главной турбины. В целях уменьшения затрат энергии на привод циркуляционного насоса величину  $\Delta p$  конденсатора стремятся снизить путем своевременной очистки внутренней поверхности теплообменных труб от эксплуатационных отложений.

### 11.3. Теплообмен в конденсаторе

Для судовых конденсаторов характерна *пленочная конденсация* паров. Как известно, она возникает на смачиваемых поверхностях охлаждения. Образующийся при этом конденсат растекается по всей поверхности, образуя сплошную пленку. Под действием сил тяжести и трения со стороны движущегося пара пленка удаляется с поверхности теплообменных труб, однако из-за непрерывности процесса конденсации она все время пополняется новыми порциями конденсата. Таким образом, поверхность теплообмена постоянно покрыта сплошной пленкой конденсата, создающей термическое сопротивление распространению теплоты от пара к стенке трубы.

*Капельная конденсация* возникает на несмачиваемых поверхностях, поэтому для судовых конденсаторов, теплообменные трубки которых покрыты шероховатой оксидной пленкой, несвойственна.

Теплоотдачу при конденсации неподвижных паров на одиночной горизонтальной трубе рассчитывают на основе анализа схемы процесса (рис. 11.4), созданной английским ученым Нуссельтом. Согласно этой схеме конденсация происходит на наружной поверхности пленки 1 при температуре насыщения  $t_n$ , соответствующей давлению пара. Стекая с трубы диаметром  $d_n$ , пленка утолщается в нижней ее части из-за конденсации пара по всей поверхности этой трубы, температура стенки 2 которой равна  $t_{ст}$ . В результате взаимодействия сил тяжести и сил внутреннего трения режим движения стекающей пленки является ламинарным.

В результате гидродинамического и теплового анализов процесса пленочной конденсации пара на одиночной горизонтальной трубе была получена формула для коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара [25]:

$$\alpha_n = 0,72 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 g \rho r}{d_n \Delta t_n \nu}}, \quad (11.4)$$

где  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\nu$  — соответственно коэффициент теплопроводности, плотность и коэффициент кинематической вязкости конденсата, определяемые по средней температуре пленки  $t_{пл} = 0,5(t_n + t_{ст})$ ;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $r$  — теплота фазового перехода при температуре  $t_n$ ;  $d_n$  — наружный диаметр теплообменной трубы;  $\Delta t_n = t_n - t_{ст}$ .

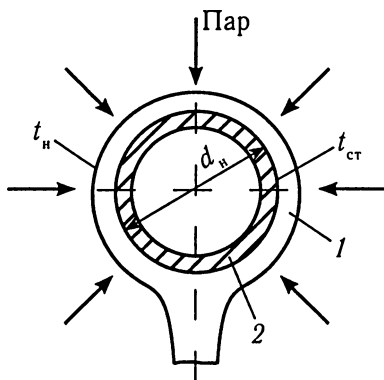


Рис. 11.4. Процесс пленочной конденсации

В случае прочих равных условий теплоотдача при конденсации зависит от скорости пара и направления его движения, компоновки и состояния поверхности конденсации, состава паровой смеси и ее влажности.

Для движущегося пара значение  $\alpha_n$  может быть больше или меньше по сравнению с неподвижным. При движении пара вниз коэффициент теплоотдачи увеличивается с увеличением скорости пара, так как его поток уменьшает толщину пленки конденсата. При направлении с малой скоростью вверх поток пара препятствует движению пленки и, увеличивая ее толщину, уменьшает теплоотдачу. Если же скорость движущегося вверх пара увеличивать, то при некотором ее значении пленка конденсата начинает срывать, ее толщина уменьшается, а коэффициент  $\alpha_n$  увеличивается.

При шероховатых поверхностях коэффициенты теплоотдачи меньше, чем при гладких, так как их сопротивление течению пленки больше. Это вызывает уменьшение скорости стекания пленки, увеличение ее толщины и снижение коэффициента  $\alpha_n$  порой на 30% по сравнению с его значением при чистой гладкой поверхности.

Поверхность охлаждения конденсатора представляет собой пучок теплообменных труб. Конденсат с труб верхних рядов стекает на нижерасположенные. В результате толщина пленки конденсата на трубах второго и последующих рядов больше, а коэффициент  $\alpha_n$  меньше. По приведенным С.С. Кутателадзе данным, среднее значение  $\bar{\alpha}_n$  на пучке из 12 рядов труб составляет 45—53% рассчитанного по формуле (11.4) для одиночной трубы.

Конденсация влажного пара вызывает незначительное увеличение толщины пленки и такое же снижение коэффициента теплоотдачи. По данным В.Г. Ермилова, при конденсации пара влажностью 10% значение  $\alpha_n$  уменьшается лишь на 2,5%. При турбулентном течении пленки конденсата влияние влажности пара на теплоотдачу пренебрежимо мало.

Рабочее давление в конденсаторах паротурбинной установки ниже атмосферного, поэтому через неплотности конструктивных элементов в паровой объем аппарата проникает воздух. Помимо этого, часть воздуха, которая была растворена в питательной воде парового котла, поступает в конденсатор вместе с водяным паром. Процесс конденсации паров, содержащих воздух, протекает с меньшей интенсивностью теплоотдачи по сравнению с конденсацией чистых паров. Содержание в водяном паре 1% воздуха уменьшает коэффициент  $\alpha_n$  на 60%, а содержание 3% воздуха — на 80%. Дальнейшее

увеличение примесей воздуха влияет на коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара в меньшей мере.

Попав в конденсатор, воздух собирается вокруг теплообменных трубок и оказывает термическое сопротивление теплоотдаче пара. Одновременно воздух уменьшает скорость подвода частиц пара к наружной поверхности пленки конденсата. В результате при общем давлении паровоздушной смеси в аппарате  $p_{см} = p_n + p_v$  парциальное давление воздуха  $p_{впл}$  у поверхности пленки возрастает, а парциальное давление пара  $p_{нпл}$  и соответствующая ему температура насыщения  $t_{нпл}$  становится меньше парциального давления пара  $p_n$  и соответствующей ему температуры насыщения  $t_n$  в центре межтрубного потока. Из-за этого разность температур на наружной и внутренней поверхностях пленки уменьшается, что приводит к снижению интенсивности отвода теплоты к трубе.

В судовых конденсаторах водяного пара паровоздушная смесь оmyвает трубный пучок в поперечном направлении, вызывая образование и срыв вихрей, интенсивность которых нарастает с увеличением скорости потока. При этом перемешивается паровоздушная смесь, уменьшается количество воздуха у теплообменной трубы и интенсифицируется перенос частиц пара и теплоты из центрального потока к поверхности охлаждения. Следовательно, в этих аппаратах процесс конденсации пара из паровоздушной смеси состоит из следующих взаимосвязанных явлений: массообмена, конвективного теплообмена между паровоздушной смесью и пленкой конденсата, передачи теплоты от наружной поверхности пленки к стенке трубы теплопроводностью.

Формула (11.4) получена для случая конденсации неподвижного пара без дополнительных включений. Несмотря на то что реальные тепловые процессы в судовых конденсаторах отличаются от процессов тепловой схемы Нуссельта, эта формула позволяет в тепловых расчетах конденсаторов водяного пара определять значения  $\alpha_n$  с достаточной для инженерных расчетов точностью.

Учитывая небольшие значения температурных напоров  $\Delta t_n = t_n - t_{ст}$  в судовых конденсаторах, все физические свойства жидкости в формуле (11.4) можно определять по температуре насыщения (конденсации)  $t_n$ .

Средний коэффициент теплоотдачи движущегося водяного пара  $\bar{\alpha}_n$  при конденсации на пучке гладких горизонтальных труб, необходимый для расчета поверхности теплообмена конденсатора, находят



по методике Л.Д. Бермана в два этапа. Вначале рассчитывают коэффициент теплоотдачи верхнего ряда труб конденсатора

$$\alpha_{\text{вр}} = 25,7\alpha_n \left( \frac{\omega_n^2 \rho_n}{g\rho_{\text{ж}}d_n} \right)^{0,08} \left( \frac{\alpha_n d_n}{\lambda_{\text{ж}}} \right)^{-0,5}, \quad (11.5)$$

где  $\alpha_n$  — рассчитывают по формуле (11.4);  $\omega_n$  — скорость пара в узком сечении горизонтального ряда труб, м/с; параметры пара  $\rho_n$  и жидкости  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\lambda_{\text{ж}}$  определяют по температуре насыщения (конденсации)  $t_n$ .

Формула (11.5) получена при следующих условиях:  $p = (0,032 \div 0,89)10^5$  Па;  $\Delta t_n = (0,6 \div 12)^\circ\text{C}$ ;  $\text{Re} = \omega_n d_n / \nu_n = 46 \div 864$  при среднем объемном содержании воздуха в паре не более 0,017% (здесь  $\nu_n$  — коэффициент кинематической вязкости пара).

Для пучка труб, имеющего по высоте постоянное проходное сечение для пара, средний коэффициент теплоотдачи, учитывающий влияние скорости и натекание конденсата,

$$\bar{\alpha}_n = \frac{\alpha_{\text{вр}} 0,84\varphi n^{-0,07}}{1 - (1 - \varphi^{0,84})}, \quad (11.6)$$

где  $\varphi$  — степень конденсации пара ( $\varphi = G_{n1} - G_{n2}$ , здесь  $G_{n1}$  и  $G_{n2}$  — массовый расход пара на входе в пучок и выходе из него);  $n$  — число рядов труб по высоте коридорного пучка или половина числа труб шахматного.

В процессе вычисления коэффициентов теплоотдачи при конденсации возникает необходимость в определении температурного напора  $\Delta t_n$  между стенкой и конденсирующейся рабочей средой. Его определяют методом либо последовательных приближений, либо графоаналитическим. Последний предполагает графоаналитическое решение двух уравнений для удельных тепловых потоков со стороны соответственно конденсирующегося пара и охлаждающей воды, Вт/м<sup>2</sup>,

$$q_{\text{кп}} = \bar{\alpha}_n (t_n - t_{\text{ст}}) \frac{F_n}{F_{\text{вн}}}; \quad q_w = \alpha_w (t_{\text{ст}} - t_{w\text{ст}}), \quad (11.7)$$

где  $t_{\text{ст}}$  — температура стенки, °С;  $F_n$  — площадь поверхности со стороны конденсируемого пара, м<sup>2</sup>;  $\alpha_w$  — коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменной трубы к охлаждающей воде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{w\text{ср}}$  — средняя температура охлаждающей воды, °С.

Обе величины —  $q_{кп}$  и  $q_w$  — отнесены к площади поверхности со стороны охлаждающей воды  $F_{вн}$ . Для аппаратов с оребренной поверхностью под  $\bar{\alpha}_n$  и  $\alpha_w$  следует понимать приведенные коэффициенты теплоотдачи, методика определения которых изложена в специальной литературе [22].

На рис. 11.5 показан пример нахождения  $\Delta t_n = t_n - t_{ст}$ . Приняв в первом приближении температуру стенки  $t_{ст} = 0,5(t_n + t_{wcp})$  и температуру пленки конденсата  $t_{пл} = 0,5(t_n + t_{ст})$ , решают совместно графически уравнения (11.7), т.е. находят  $q = q_{кп} = q_w$  и  $t_{ст}$ . При этом коэффициент  $\bar{\alpha}_n$  находят по формуле (11.6), а  $\alpha_w$  — по выражениям из табл. 10.2. Если температура  $t_{ст}$  существенно отличается от ранее принятой, необходимо, приняв ее новое значение, снова определить  $t_{пл} = 0,5(t_n + t_{ст})$  и  $\alpha_n = f(\Delta t_n)$ . Затем по формуле (11.7) нужно рассчитать ряд новых значений  $q_{кп}$ , построить новую кривую  $q_{кп}$ , которая на пересечении с прежней кривой  $q_w$  даст уточненные значения  $q = q_{кп} = q_w$  и  $t_{ст}$ . Обычно бывает достаточно двух приближений.

Поскольку в уравнениях (11.7) величины  $q_{кп}$  и  $q_w$  отнесены к  $F_{вн}$ , то найденное из графика  $q = q_{F_{вн}}$ , т.е. также относится к площади поверхности  $F_{вн}$ . По этому значению и заданной величине  $Q$  определяют площадь поверхности конденсатора  $F_{вн} = Q/q_{F_{вн}}$ . Если при определении  $q_{кп}$  и  $q_w$  их относят к площади поверхности  $F_n$ , то из графика находят  $q = q_{F_n}$  и  $Q/q_{F_n} = F_n$ .

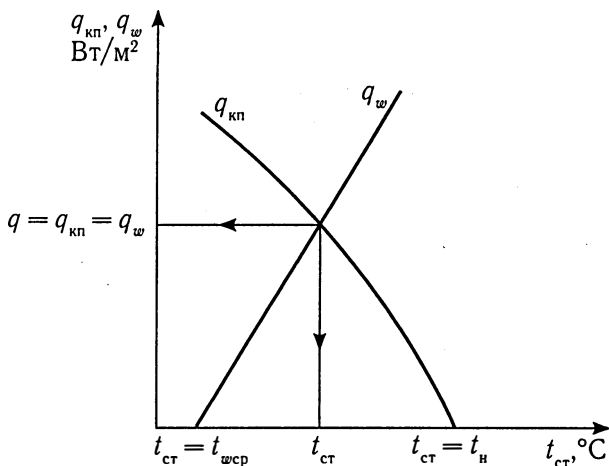


Рис. 11.5. Графоаналитический расчет  $t_{ст}$  конденсатора

Среднее значение коэффициента теплопередачи  $k = k_o \beta_m \beta_3 \beta_t \beta_q$  при конденсации водяного пара на пучке теплообменных труб в конденсаторе можно определить по полученной в Институте теплообмена США номограмме (рис. 11.6). Коэффициент теплопередачи  $k_o$  определяют в зависимости от скорости охлаждающей воды  $\omega_w$  в трубах и их наружного диаметра  $d_n$ , поправочные множители  $\beta_q$  и  $\beta_t$  — от удельной паровой нагрузки поверхности охлаждения  $q_n$  (см. параграф 11.4) и начальной температуры охлаждающей воды  $t_1$  соответственно. Коэффициент загрязнения поверхности труб  $\beta_3$  принимают равным 0,85. Коэффициент  $\beta_m$  определяют из табл. 11.1 в зависимости от материала и толщины стенок труб.

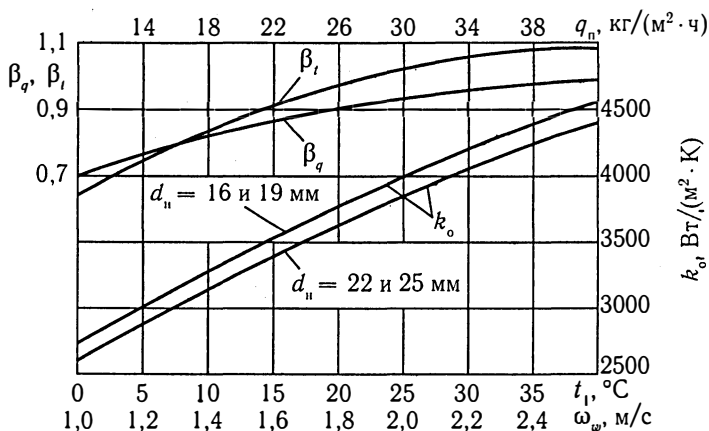


Рис. 11.6. Номограмма для определения коэффициента теплопередачи  $k$  в конденсаторе

Таблица 11.1

Материал труб	Коэффициент $\beta_m$ при толщине стенки трубы, мм		
	1,24	1,47	1,65
Латунь оловянистая			
ЛО 70-1	1,0	0,98	0,96
» алюминиевая			
ЛА 77-2	0,96	0,94	0,91
Мельхиор МН 90-10	0,90	0,87	0,84
» МН 70-30	0,83	0,80	0,76
Нержавеющая сталь	0,58	0,56	0,54

### 11.4. Величины, характеризующие конденсатор и его расчетный режим

Конденсатор характеризуют следующие величины: поверхность охлаждения конденсатора (поверхность теплообмена); удельные тепловая  $q_r$ , кДж/(м<sup>2</sup>·ч), и паровая  $q_n$ , кг/(м<sup>2</sup>·ч), нагрузки поверхности охлаждения конденсатора; кратность охлаждения (циркуляции) конденсатора  $m$ .

Поверхность охлаждения конденсатора  $F_n$ , м<sup>2</sup>, представляет собой суммарную наружную поверхность всех теплообменных труб. Для примера приведем следующие цифры: наружная поверхность охлаждения  $F_n$  главных конденсаторов ПТУ мощностью 3310 и 11 760 кВт составляет соответственно 450 и 1755 м<sup>2</sup>; аналогичная поверхность конденсатора, обслуживающего турбогенератор мощностью 3200 кВт, составляет 330 м<sup>2</sup>.

Часть общей поверхности  $F_n$  занимает поверхность воздухоохладителя  $F_b$ , на которой завершаются процессы конденсации пара и охлаждения удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси:

$$F_b = \frac{Q_{см}}{3,6k_b \Delta t}. \quad (11.8)$$

Количество теплоты, передаваемой в воздухоохладителе от паровоздушной смеси охлаждающей воде, кДж/ч,

$$Q_{см} = r(G'_n - G''_n) + c_b(t'_{см} - t''_{см})G_b,$$

где  $r$  — теплота фазового перехода, кДж/кг;  $c_b$  — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  $t'_{см}$ ,  $t''_{см}$  — температура паровоздушной смеси соответственно на входе в воздухоохладитель и выходе из него, °С;  $G_b$  — количество воздуха, удаляемого из аппарата, кг/ч.

Количество пара в паровоздушной смеси соответственно на входе в воздухоохладитель и выходе из него, кг/ч,

$$G'_n = \frac{V'_{см}}{v'_n}; \quad G''_n = \frac{V''_{см}}{v''_n},$$

где  $V'_{см}$ ,  $V''_{см}$  — объемы паровоздушной смеси, м<sup>3</sup>/ч;  $v'_n$ ,  $v''_n$  — удельные объемы насыщенного пара, м<sup>3</sup>/кг.

Коэффициент теплопередачи  $k_b$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), при скорости охлаждающей воды в трубах более 1,5 м/с в зависимости от среднего относительного содержания воздуха  $\varepsilon_{cp}$  в паровоздушной смеси и произведения  $(\omega\rho)_{cm}$  приближенно оценивают по графикам рис. 11.7. Скорость паровоздушной смеси в воздухоохладителе составляет  $\omega_{cm} = 30 \div 40$  м/с.

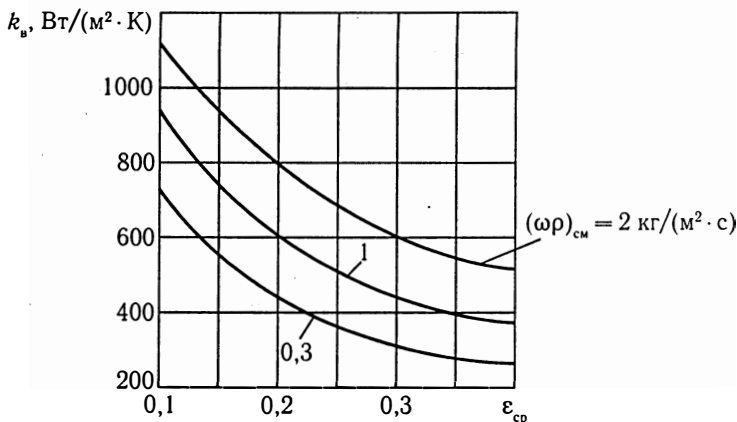


Рис. 11.7. Зависимость коэффициента теплопередачи  $k_b$ , в воздухоохладителе от  $\varepsilon_{cp}$  и  $\omega\rho$

Средняя плотность смеси, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_{cm} = 0,5 \left( \frac{G'_n + G'_b}{V'_{cm}} + \frac{G''_n + G''_b}{V''_{cm}} \right),$$

Среднее относительное содержание воздуха в смеси

$$\varepsilon_{cp} = 0,5(\varepsilon' + \varepsilon''),$$

где  $\varepsilon''$  — относительное содержание воздуха в удаляемой смеси.

Средний температурный напор в воздухоохладителе

$$\Delta t = \frac{t'_{cm} - t''_{cm}}{\ln[(t'_{cm} - t_1)/(t''_{cm} - t_1)]},$$

где  $t_1$  — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С.

Общее количество паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора,  $G''_{cm} = G'_b + G''_n$ . Объем удаляемой из конденсатора смеси

$V''_{\text{см}}$ , м<sup>3</sup>/ч, равный объему удаляемого воздуха  $V_{\text{в}}$ , можно определить из характеристического уравнения для воздуха

$$V''_{\text{см}} = V_{\text{в}} = \frac{R_{\text{в}} T_{\text{в}} G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}''} = \frac{0,287(273 + t''_{\text{см}}) G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}''}, \quad (11.9)$$

где  $R_{\text{в}}$ ,  $T_{\text{в}}$ ,  $\rho_{\text{в}}''$  — газовая постоянная, абсолютная температура и парциальное давление удаляемого воздуха соответственно.

Из выражения (11.9) следует, что с понижением  $t''_{\text{см}}$  и ростом  $\rho_{\text{в}}''$  объем удаляемой из конденсатора смеси уменьшается. Поэтому для достижения как можно более низкой температуры удаляемой смеси  $t''_{\text{см}}$  пучок труб воздухоохладителя размещают в первом ходе охлаждающей воды, что позволяет получить значение  $t''_{\text{см}} = t_1 + (3 \div 8)$ .

Давление удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси

$$\rho''_{\text{см}} = \rho - \Delta\rho,$$

где  $\rho$  — абсолютное давление смеси на входе в конденсатор, МПа;  $\Delta\rho$  — паровое сопротивление конденсатора, МПа.

Парциальное давление пара  $\rho''_{\text{п}}$  в удаляемой смеси и соответствующий удельный объем  $v''_{\text{п}}$  определяют из таблиц насыщенного пара по  $t''_{\text{см}}$ , а парциальное давление воздуха

$$\rho''_{\text{в}} = \rho''_{\text{см}} - \rho''_{\text{п}}$$

Относительное содержание воздуха в удаляемой смеси обычно составляет  $\varepsilon'' = G_{\text{в}}/G''_{\text{п}} = 0,33 \div 0,8$ . Таким образом, количество несконденсировавшегося пара  $G''_{\text{п}}$  в 1,2—3 раза больше количества воздуха, поступающего в конденсатор.

Величину  $G_{\text{в}}$  определяют по выражениям (11.1) и (11.2). Так как поверхность охлаждения воздухоохладителя  $F_{\text{в}}$  составляет 5—15% общей поверхности конденсатора  $F_{\text{н}}$ , то, пренебрегая сопротивлением поверхности  $F_{\text{в}}$ , считают, что давления паровоздушной смеси на входе в воздухоохладитель  $\rho'_{\text{см}}$  и на выходе из него  $\rho''_{\text{см}}$  равны, т.е.  $\rho'_{\text{см}} = \rho''_{\text{см}}$ .

Количество пара  $G'_{\text{п}}$ , поступающего в воздухоохладитель, составляет 1—3% общего количества пара, поступающего в конденсатор. Поэтому разность между температурой насыщения пара  $t'_{\text{п}}$ , определяемой по общему давлению смеси  $\rho'_{\text{см}}$ , и действительной температурой смеси  $t'_{\text{см}}$  на входе в воздухоохладитель назначают в пределах 0,2—0,5°C,

т.е.  $t'_{\text{см}} = t'_n - (0,2 \div 0,5)$ . По температуре  $t'_{\text{см}}$  определяют следующие параметры на входе в воздухоохладитель: парциальное давление пара  $p'_n$  и воздуха  $p'_в = p'_{\text{см}} - p'_n$ ; объем паровоздушной смеси  $V'_{\text{см}} = 0,287(273 + t'_{\text{см}})G'_в/p'_в$ ; удельный объем насыщенного пара  $v'_n$  и относительное содержание воздуха  $\epsilon' = G'_в/G'_n$ .

Удельная тепловая нагрузка  $q_t = Q/F$  определяет среднее количество теплоты, передаваемой в течение часа через  $1 \text{ м}^2$  поверхности теплообмена, а удельная паровая нагрузка  $q_n = G_n/F$  — среднее количество пара, конденсируемого на  $1 \text{ м}^2$  поверхности теплообмена за это время.

Удельная паровая нагрузка транспортных судов с ПТУ находится на уровне  $q_n = 30 \div 40 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  при соответствующей ей удельной тепловой нагрузке  $q_t = (65 \div 100)10^3 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . При низкой температуре забортной воды и давлении в конденсаторе  $10\text{—}15 \text{ кПа}$   $q_n$  может достигать значений  $60\text{—}80 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

На быстроходных судах с повышенными требованиями к массогабаритным показателям, для которых режим максимальной мощности ПТУ не является основным, применяют высоконапряженные конденсаторы с  $q_n = 150 \div 200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . Это позволило за счет понижения экономичности на режимах максимальной мощности уменьшить массогабаритные показатели ПТУ.

*Кратность охлаждения (циркуляции) конденсатора*

$$m = \frac{V\rho}{G_n},$$

где  $V$  — часовой расход охлаждающей воды,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $\rho$  — плотность охлаждающей воды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $G_n$  — количество конденсируемого пара,  $\text{кг}/\text{ч}$ .

Для конденсаторов ПТУ транспортных судов характерны значения  $m = 90 \div 120$ , а в некоторых аппаратах —  $160$ ; для высоконапряженных конденсаторов  $m = 50 \div 90$ . Чем больше кратность охлаждения конденсатора  $m$ , тем меньше нагрев охлаждающей воды  $\Delta t_g$  в нем.

## 11.5. Типовые конструкции конденсаторов

Рассмотрим главный конденсатор ПТУ, который служит для конденсации отработавшего пара, поступающего как от турбины, так и от судовых вспомогательных механизмов. Тип конденсатора

— одноходовой, с самопроточной циркуляцией двух параллельных потоков охлаждающей воды, регенеративный, поверхностного типа.

Стальной корпус конденсатора (рис. 11.8) представляет собой сварную конструкцию, с наружной стороны которой приварены ребра жесткости. Для этой же цели внутри корпуса расположен продольный лист жесткости 7. Верхняя часть корпуса представляет собой горловину с прямоугольным фланцем 6, служащую для приема отработавшего в турбинах пара. Для уменьшения подсоса воздуха фланец горловины приварен к фланцу выпускного патрубка турбины. На корпусе имеется ряд отверстий с фланцами паропроводов приема отработавшего пара и конденсата от вспомогательных механизмов. Корпус конденсатора опирается на пружинные опоры.

Горловина с фланцем 5 служит для приема отработавшего пара от автономного привода турбоблока навешенных механизмов. Для снижения скорости пара на входе в конденсатор в этой горловине установлена решетка. На корпусе имеются бобышки для присоединения приборов контроля давления и температуры пара в конденсаторе. Трубные пучки конденсатора (см. рис. 11.2) — ленточного типа с ромбическим (по вершинам равносторонних треугольников) размещением мельхиоровых труб в латунных трубных

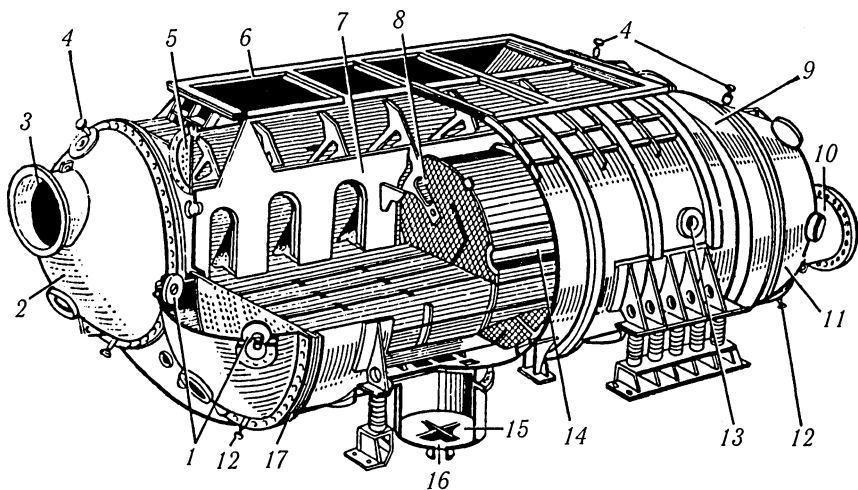


Рис. 11.8. Главный конденсатор ПТУ



досках 17 (см. рис. 11.8). Ленточная форма трубного пучка создает одинаковые умеренные сопротивления потокам паровоздушной смеси, обеспечивает эффективное использование всей поверхности охлаждения, минимальные переохлаждение конденсата и количество пара в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора.

Трубы закреплены в досках способом развальцовки. Перегородки 8 предохраняют трубы от провисания. Для компенсации разности тепловых расширений корпуса и трубного пучка предусмотрен компенсатор 9. Крышки водяных камер 2 и 11 выполнены из чугуна. Все четыре водяные камеры оборудованы клапанами 4 для удаления воздуха при заполнении конденсатора забортной водой, и клапанами 12 для слива этой воды при осушении аппарата. Крышки водяных камер оборудованы смотровыми лючками для осмотра самих камер, трубного пучка и трубных досок. На крышках закреплены пластины 1 из цинкового сплава, которые работают в качестве протекторов в гальванической паре, где трубная доска является катодом, а пластина анодом.

Образовавшийся конденсат из сборника 15 через патрубок 16 откачивается конденсатным насосом. Для отвода воздуха к обеим внутренним боковым стенкам корпуса приварены коллекторы 14, имеющие ряд отверстий по всей длине. Отверстия обращены вниз, поэтому воздух поступает в коллектор из части трубного пучка, огражденного от основной массы трубок экраном. Благодаря этому снижается содержание пара в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси. Из коллектора воздух удаляется из конденсатора через отверстие 13. Забортная вода поступает в конденсатор через приемные патрубки 10 в камеры 11, затем через трубный пучок попадает в камеры 2 и сливается через сливные патрубки 3.

### **11.6. Системы, обслуживающие конденсационную установку**

**Циркуляционная система.** При обычной системе циркуляции охлаждающая забортная вода подается в конденсатор циркуляционным насосом. Главный конденсатор, как правило, обслуживается двумя вертикальными электроприводными одноступенчатыми центробежными насосами с двусторонним всасыванием. Один из насосов служит резервным. В ПТУ большой мощности применяют и осевые насосы.

Для повышения экономичности КУ, предотвращения чрезмерных термических напряжений в теплообменных трубках и предупреждения значительного переохлаждения конденсата при работе ПТУ с пониженной мощностью или низкой температурой заборной воды возникает необходимость в регулировании подачи насоса в сторону ее уменьшения. Для этого используют способ дросселирования, изменения частоты вращения рабочего колеса, а также выключение одного из параллельно работающих насосов. Центробежные насосы, работающие на переменном токе, обычно выполняют двух- или трехскоростными.

В конденсационной установке с самопроточной циркуляцией воды через конденсатор используется динамический напор набегающего потока, образованного движением судна. Специальная форма расположенного в днище корпуса судна приемного и отливного патрубков конденсатора позволяет динамический напор потока преобразовать в статический. Для режимов маневрирования, малых ходов и заднего хода судна в самопроточных циркуляционных системах предусмотрен вспомогательный электронасос. Так, в КУ некоторых ПТУ, постройки СНГ, для этих целей применяется осевой вертикальный электронасос ЭЦН 7500/3 подачей 7500 м<sup>3</sup>/ч при развиваемом давлении 30 кПа. Помимо конденсатора, этот насос обслуживает маслоохладитель главного турбозубчатого агрегата. В некоторых схемах КУ с самопроточной циркуляцией вспомогательный осевой насос устанавливают в приемном патрубке конденсатора. Для уменьшения потери напора во время действия самопроточной циркуляции этот насос работает с пониженной частотой вращения.

В основном самопроточная циркуляция применяется в главных конденсаторах ПТУ большой мощности. Капитальные затраты на эту систему несколько больше, чем при обычной системе циркуляции, однако применение самопроточной циркуляции дает экономию расхода топлива на ПТУ до 0,5% и уменьшение потребной мощности электростанции вследствие исключения постоянной работы циркуляционного насоса — одного из крупных потребителей электроэнергии.

**Конденсатная система.** Как правило, в конденсатной системе применяют два электроприводных центробежных насоса вертикального исполнения, один из которых — резервный. С целью обеспечения надежных условий всасывания давление конденсата, поступающего на рабочее колесо насоса, должно быть больше давления насыщения при температуре удаляемого конденсата. Для выполнения этого условия насосы устанавливают под конденсатором в колодцах,

т.е. ниже конденсатосборника, обеспечивая при этом подпор не менее 4,9 кПа, а всасывающий трубопровод для уменьшения потерь давления в нем выполняют как можно короче и без крутых изгибов. При этом скорость конденсата в трубопроводе не должна превышать 0,5—1 м/с.

Для исключения подсоса воздуха в приемную полость насоса сальниковое устройство его вала дополняют гидравлическим уплотнением, подавая к нему конденсат из напорного трубопровода насоса. Паровоздушную смесь из приемной полости насоса отводят в конденсатор.

Конденсатные насосы выполняют двух- или трехступенчатыми, работающими в основном с постоянной частотой вращения. Развиваемое ими давление достигает 500—900 кПа. Так, применяемый в некоторых КУ конденсатный электронасос ЭКН 72/85 подачей 72 м<sup>3</sup>/ч развивает давление 850 кПа. При комплектации КУ подачу конденсатного насоса назначают на 30—50% превышающей номинальную при полной нагрузке ПТУ.

Уровень конденсата в конденсатосборнике регулируют изменением подачи насоса способом дросселирования, перепуском конденсата из нагнетательного трубопровода насоса по обводному трубопроводу обратно в конденсатосборник, а также методом саморегулирования насоса. Регулирующие дроссельный и перепускной клапаны работают в автоматическом режиме в комплекте с мембранным регулятором уровня конденсата в сборнике.

Метод саморегулирования подачи конденсатного насоса является наиболее простым. Применяют его в ПТУ транспортных судов, работающих в основном на режимах, близких к номинальному. Регулятор уровня в конденсаторе отсутствует, так как насос в данном случае работает на срывных характеристиках в кавитационном режиме, когда его подача существенно зависит от геометрического подпора во всасывающей магистрали. Поэтому когда нагрузка на конденсатор, а значит, и уровень конденсата в нем понижаются, подача насоса также уменьшается. При увеличении нагрузки на конденсатор все происходит в обратном порядке. Для уменьшения кавитационного износа качество материала рабочего колеса первой ступени саморегулирующегося насоса должно отвечать повышенным требованиям.

**Воздушная система.** Основными элементами воздушной системы КУ являются пароструйный воздушный эжектор и его охладитель. В пароструйном эжекторе рабочей средой является редуцированный

пар с начальным давлением 1—2 МПа и температурой 250—320°С. Выходя из сопла 2 (рис. 11.9) в виде конической струи, рабочий пар устремляется в диффузор 4, эжектируя паровоздушную смесь из конденсатора. Эта смесь со скоростью 50—100 м/с через патрубок 1 поступает в приемную камеру эжектора 3. В результате обмена масс и импульсов в диффузоре смешиваются потоки рабочего пара и эжектируемой паровоздушной смеси, что сопровождается увеличением массы смешанного потока и уменьшением его средней скорости.

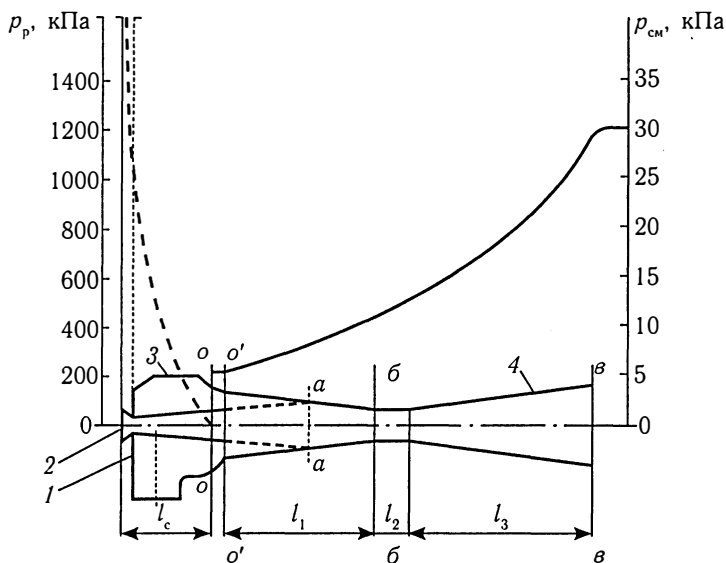


Рис. 11.9. Изменение давлений  $p_p$  в сопле и  $p_{см}$  в диффузоре пароструйного эжектора

Увеличение массы смешанного потока заканчивается, как правило, в сходящейся части диффузора или реже, на его цилиндрическом участке (горле диффузора) в первом из поперечных сечений, которое поток занимает полностью (например,  $a-a$ ). Пространство эжектора от выходного сечения сопла  $o-o$  до сечения  $a-a$  представляет собой камеру смешения. Считают, что процесс смешения в этой камере происходит при постоянном давлении, равном давлению  $p_o$  в приемной камере 3. В сечении  $a-a$  смешанный поток предполагается однородным, а распределение скоростей в нем — равномерным.

Благодаря кинетической энергии смешанного потока в диффузоре повышается давление паровоздушной смеси и одновременно уменьшаются ее скорость и удельный объем. На участке  $l_1$  диффузор выполняют сходящимся, так как удельный объем смеси уменьшается быстрее, чем снижается ее скорость, все еще превышающая критическое значение. При дальнейшем сжатии смеси, когда скорость ее становится меньше критической, удельный объем уменьшается медленнее, чем скорость, поэтому диффузор на участке  $l_3$  делают расходящимся. Наименьшее поперечное сечение ( $b-b$ ) имеет горло диффузора длиной  $l_2$ , где устанавливаются критическое давление и критическая скорость паровоздушной смеси, несколько превышающая скорость звука в среде с теми же параметрами. Сечение  $o'-o'$  является входным сечением диффузора. Длина сопла  $l_c$  и все остальные длины участков диффузора, а также скорости и давления смешанного потока, удельные объемы смеси и пара, площади упомянутых проходных сечений эжектора определяют расчетом по методике М.И. Яновского. Для последней ступени эжектора давление в выходном сечении  $v-v$  диффузора принимают  $p_v = 105 \div 110$  кПа при скорости смеси 50—100 м/с. Из эжектора паровоздушная смесь направляется в охладитель.

Устойчивый и экономичный режим работы одноступенчатого парового эжектора наблюдается при степени повышения давления паровоздушной смеси в диффузоре до 6—8. На рис. 11.9 показаны соответствующие такому режиму графики уменьшения давления рабочего пара  $p_p$  в сопле (от 1600 до 5 кПа) и повышения давления паровоздушной смеси  $p_{см}$  в диффузоре (от 5 до 30 кПа). Так как при давлении в конденсаторе 3—6 кПа степень повышения давления смеси в диффузоре до давления 105—110 кПа составляет 18—36, то, как правило, в КУ применяют двух- или трехступенчатые эжекторы с последовательно включенными ступенями.

На рис. 11.1 показана схема включения двухступенчатого пароструйного эжектора. Паровоздушная смесь забирается из воздухоохладителей 1 конденсатора 10 эжектором 3 первой ступени, сжимается и вместе с рабочим паром поступает в охладитель 7 первой ступени. Здесь большая часть пара конденсируется, а воздух охлаждается. Из охладителя 7 паровоздушная смесь забирается эжектором 4 второй ступени и при давлении выше атмосферного направляется в охладитель 6 второй ступени. Здесь заканчивается конденсация пара, конденсат которого по трубопроводу 5 удаляется в любую открытую цистерну, а воздух с незначительным содержанием

пара отводится в атмосферу. В качестве охлаждающей среды в охладителях используется конденсат, подаваемый конденсатным насосом 9 из конденсатора. Так как в охладителе 7 при работе эжектора возникает вакуум, то образовавшийся здесь конденсат по трубопроводу 8 отводится в конденсатор. Для исключения возможности прорыва в конденсатор воздуха на трубопроводе 8 устанавливают гидравлический затвор.

Сопла рабочего пара эжекторов выполняют из нержавеющей стали, а диффузоры из латуни или чугуна, корпуса охладителей — из стали, трубные доски — из стали или латуни, трубы — из мельхиора или латуни, а крышки водяных камер — из чугуна, стали или силумина.

Подачу эжектора назначают исходя из количества сухого воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси. Расход рабочего пара на двухступенчатый эжектор обычно в 4—5 раз превышает расход удаляемой эжектором паровоздушной смеси.

Для обеспечения требуемого давления  $p$  в конденсаторе необходимо, чтобы давление всасывания в приемной камере эжектора первой ступени составило

$$p_0 = p - \Delta p - \Delta p_{\text{тр}},$$

где  $p$  — давление в конденсаторе, кПа;  $\Delta p$ ,  $\Delta p_{\text{тр}}$  — паровое сопротивление конденсатора и сопротивление трубопровода, соединяющего конденсатор с эжектором ( $\Delta p_{\text{тр}} = 0,2\div 0,5$  кПа).

На сжатие паровоздушной смеси в эжекторе затрачивается лишь 2—4% кинетической энергии струи выходящего из сопла рабочего пара, поэтому КПД пароструйных эжекторов имеет очень малые значения. Вместе с тем затраты теплоты на работу эжектора составляют только 0,2—0,3% общего расхода теплоты на ПТУ, так как расход рабочего пара невелик, а теплота его конденсации в охладителях эжектора используется для подогрева конденсата. Простота конструкции, отсутствие движущихся частей, возможность достижения глубоких разрежений, а также высокая эксплуатационная надежность объясняют широкое применение пароструйных воздушных эжекторов в КУ.

### 11.7. Особенности эксплуатации конденсационных установок

**Характеристики конденсаторов.** В нормально действующей КУ на давление в конденсаторе влияют паровая нагрузка  $q_n$ , температура  $t_1$  и расход охлаждающей воды  $V$  или кратность циркуляции  $m$ . Графические зависимости  $p(q_n, t_1, V)$  или  $p(q_n, t_1, m)$  называют характеристиками конденсатора. Эти характеристики строят по результатам экспериментальных исследований либо получают расчетным методом, предложенным В.А. Агафоновым. Используя известные аналитические зависимости (10.1), (10.2), (10.4), (10.6), (10.26), (10.33), он получил выражения для определения температуры насыщенного пара  $t_n$  и нагрева охлаждающей воды  $\Delta t_b$ :

$$t_n = t_1 + \frac{e^\beta}{e^\beta - 1} (t_2 - t_1); \quad (11.10)$$

$$\Delta t_b = t_2 - t_1 = \frac{xq_n r}{3600A\omega}, \quad (11.11)$$

где  $\beta = k/(A\omega)$ ;  $x$  — степень сухости пара;  $q_n = G_n/F$  — удельная паровая нагрузка конденсатора,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ;  $r$  — теплота фазового перехода,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  $A = d_{вн}^2 \rho c / (4d_n z_x)$ .

Для построения характеристик конденсатора расчетным методом задаются рядом значений паровых нагрузок  $q_n$ , температур  $t_1$  и расходов  $V$  охлаждающей воды и по выражению (11.11) определяют соответствующие значения разности температур  $(t_2 - t_1)$ , которые, будучи подставленными в формулу (11.10), дают возможность вычислить ряд значений температур насыщения  $t_n$ , определяющих давление  $p$  в конденсаторе.

Расчетные характеристики конденсатора с поверхностью теплообмена  $F = 1290 \text{ м}^2$  показаны на рис. 11.10. Графики построены для режимов с удельной паровой нагрузкой  $q_n = 31$  и  $15,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  при определяющих расход охлаждающей воды скоростях ее в трубках  $\omega = 2,1 \text{ м}/\text{с}$  (сплошные линии) и  $\omega = 1 \text{ м}/\text{с}$  (пунктирные линии) и кратностях циркуляции  $m = 52 \div 218$ . Графики дают наглядное представление о влиянии на давление  $p$  в конденсаторе указанных параметров  $q_n$ ,  $t_1$ ,  $m$ . Точка  $B$  определяет спецификационный режим при  $t_1 = 23^\circ\text{C}$ ,  $q_n = 31 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ,  $m = 109$  и  $p = 4,9 \text{ кПа}$ . Уменьшение

кратности циркуляции  $m$  на этом режиме от 109 до 52 привело к росту давления в конденсаторе от 4,9 до 6,9 кПа (точка А).

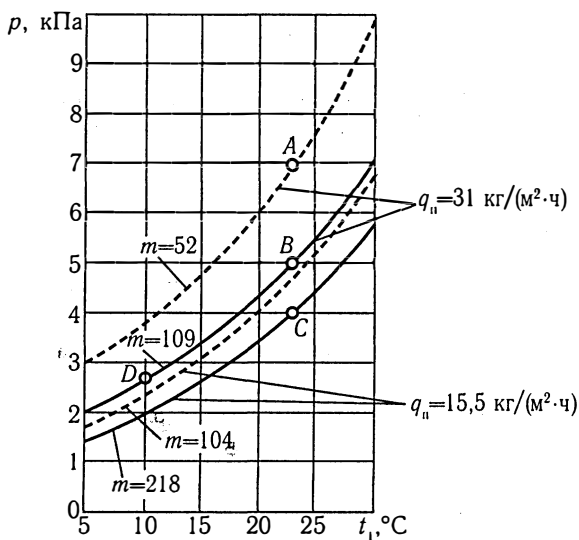


Рис. 11.10. Характеристики конденсатора

При характерных для точки B параметрах  $q_n$  и  $m$  уменьшение температуры  $t_1$  вызвало уменьшение давления в аппарате от 4,9 до 2,45 кПа (точка D). Снижение нагрузки вдвое и увеличение значения  $m$  до 218 привело к уменьшению давления в конденсаторе от значения в точке B до 3,92 кПа в точке C.

**Режимы и характеристики пароструйных воздушных эжекторов.** Работа эжектора влияет на условия теплообмена в конденсаторе, давление в нем и разность температур  $\Delta t_m$ . Если эжектор не справляется с полным отводом поступающего в конденсатор воздуха, то возрастание концентрации и парциального давления последнего приводит к росту общего давления  $p$  в конденсаторе, увеличению  $\Delta t_m$  и уменьшению коэффициента теплопередачи  $k$ . При этом изменившиеся параметры паровоздушной смеси  $t''_{см}$  и  $p''_{см}$  в свою очередь сказываются на работе эжектора.

На работу ступени эжектора определяющим образом влияет степень повышения давления смеси  $p_b/p_o$ , а в случае, когда давление всасывания  $p_o$  неизменно, — давление  $p_b$  за диффузором, которое называют *противодавлением*. Ступень может работать на *предельном*



*режиме*, когда действительное противодавление  $p_b \leq p_{впр}$ , т.е. не превышает предельного значения  $p_{впр}$ , и на *допредельном режиме*, когда  $p_b > p_{впр}$ . На предельном режиме работы ступени в одном из сечений диффузора устанавливается критическая скорость смешанного потока, при которой подача ступени становится максимально возможной, т.е. предельной при данном давлении всасывания  $p_0$ . В диапазоне  $p_b \leq p_{впр}$  предельная подача ступени не меняется при изменении действительного противодавления  $p_b$ . На допредельном режиме работы, когда  $p_b > p_{впр}$ , подача ступени становится меньше предельной и при прочих неизменных условиях находится в обратной зависимости от действительного противодавления  $p_b$ . Предельное противодавление зависит от размеров проточной части эжектора и расхода рабочего пара. У первой ступени эжектора  $p_{впр}$  значительно ниже атмосферного давления, поэтому при выключенных последующих ступенях первая ступень эжектора осуществлять подачу не может.

Режим пароструйного воздушного эжектора и КУ в целом определяется также давлением всасывания  $p_0$  его первой ступени, которое зависит от температуры удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси и количества воздуха в ней, параметров рабочего пара, температуры и количества охлаждающего охладителя конденсата.

Характеристики пароструйного воздушного эжектора представляют собой зависимости давления всасывания первой ступени  $p_0$  от количества воздуха  $G_b$  в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси при постоянных значениях  $p_p$ ,  $t_p$ ,  $G_k$  и  $t_k$ . Последнее условие вытекает из эксплуатационных особенностей КУ: начальные параметры рабочего пара  $p_p$  и  $t_p$ , как правило, поддерживаются неизменными, а характерные для охладителя эжектора изменения количества  $G_k$  и температуры  $t_{к1}$  охлаждающего конденсата практически не оказывают влияния на режим работы эжектора.

На рис. 11.11, а показаны: характеристика *adc* двухступенчатого эжектора при температуре забираемой из конденсатора паровоздушной смеси  $t_{см} = 25^\circ\text{C}$ ; кривая *FDE* предельного противодавления  $p_{впр}$  первой ступени и кривая *ADC* давления всасывания  $p'_0$  второй ступени эжектора.

При построении характеристики эжектора пренебрегают сопротивлением тракта между его ступенями и считают, что действительное противодавление первой ступени  $p_b$  равно давлению всасывания второй ступени  $p'_0$ . Давление  $p'_0$  уменьшается с уменьшением количества воздуха  $G_b$  в паровоздушной смеси, так как противодавление второй ступени (незначительно превышающее

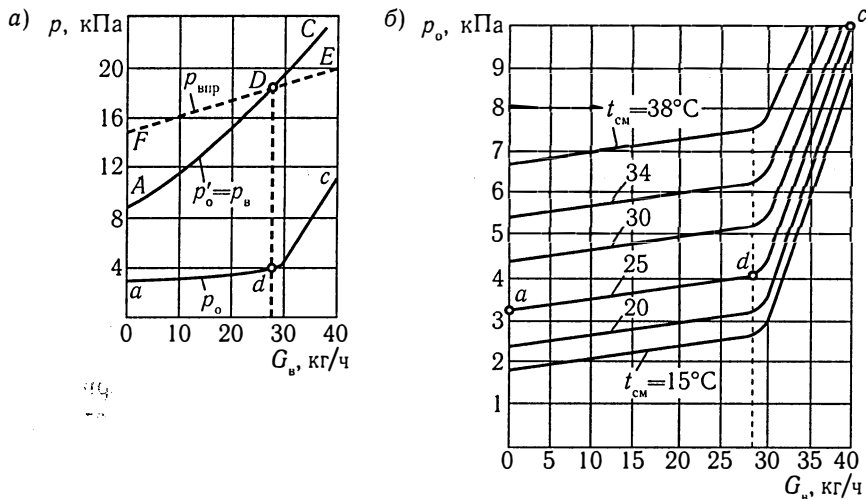


Рис. 11.11. Характеристики пароструйного эжектора

атмосферное давление) и параметры рабочего пара практически неизменны.

Характеристика эжектора  $adc$  состоит из двух участков: рабочего  $ad$ , на котором  $p_b < p_{внр}$ , и перегрузочного  $dc$ , где  $p_b > p_{внр}$ . На участке  $ad$  первая ступень работает на предельном режиме, на участке  $dc$  — на допредельном. Расчетный режим эжектора характеризуется параметрами точки  $d$  графика  $adc$ . Работа эжектора на участке  $dc$  его характеристики возможна только при резком увеличении давления всасывания  $p_o$ , иначе увеличения подачи эжектора не будет.

Линия  $FE$  (см. рис. 11.11) подчиняется закону

$$p_{внр} = p_p \frac{f_{\min}}{F_{\min}} (1 + u),$$

где  $p_p$  — абсолютное давление рабочего пара, кПа;  $f_{\min}$ ,  $F_{\min}$  — площади соответственно минимального сечения сопла рабочего пара и диффузора;  $u = (G_b + G_n)/G_p$  — коэффициент эжекции первой ступени (здесь  $G_b$ ,  $G_n$ ,  $G_p$  — соответственно количество воздуха и пара в удаляемой смеси и количество рабочего пара, кг/ч).

При различных значениях температуры забираемой из конденсатора паровоздушной смеси  $t_{cm}$  характеристики рассматриваемого

двухступенчатого эжектора представляют собой серию кривых (рис. 11.11, б). Увеличение действительного и уменьшение предельного противодавлений любой ступени вызывают преждевременную перегрузку эжектора (участок  $dc$ ). У последней ступени нормально работающего эжектора предельное противодавление  $p_{впр}$  больше действительного противодавления  $p_v$  при всех расходах воздуха  $G_v$ . В случае заедания атмосферного клапана (служит для отвода воздуха в атмосферу) при расходах воздуха меньше  $G_v$  действительное противодействие последней ступени становится выше предельного, в результате чего эта ступень начинает работать неустойчиво, с пульсирующей подачей при повышенном давлении всасывания.

Снижение давления рабочего пара  $p_p$  вызывает некоторое уменьшение давления всасывания  $p_0$  эжектора. Однако при этом происходит перемещение точки  $d$  его характеристики в сторону уменьшения  $G_v$ . Неизменному значению  $G_v$  соответствует оптимальное давление  $p_p$ , при котором давление всасывания  $p_0$  минимально.

**Выбор режима КУ.** В процессе эксплуатации КУ следует устанавливать режим наиболее выгодного давления в конденсаторе, при котором суммарный удельный расход теплоты, а значит, и топлива на ПТУ минимален. Работа установки при давлении в конденсаторе ниже предельного экономически невыгодна, так как расход энергии на создание глубокого вакуума в конденсаторе не компенсируется увеличением мощности турбины. Кроме того, чрезмерно низкое давление в конденсаторе может вызвать переохлаждение конденсата и связанную с этим дополнительную затрату теплоты на подогрев конденсата и питательной воды.

На графике (рис. 11.12) точка  $A$  определяет номинальную мощность рассматриваемой турбины  $N = 7355$  кВт при абсолютном давлении в конденсаторе  $p = 5$  кПа. Когда расход пара через последнюю ступень турбины  $G_n = 28$  т/ч, предельное давление в конденсаторе  $p_{дп} = 3,4$  кПа (точка  $B$ ). При меньших расходах пара предельное давление понижается, соответственно:  $G_n = 23$  т/ч,  $p_{дп} = 2,7$  кПа (точка  $C$ );  $G_n = 18$  т/ч,  $p_{дп} = 2,2$  кПа (точка  $D$ ). Из графика видно, что в области давлений, превышающих расчетное давление в конденсаторе, относительное приращение мощности турбины  $\Delta N$  практически прямо пропорционально изменению давления в аппарате. В области давлений ниже расчетного прирост мощности турбины становится значительно меньше.

При прочих неизменных условиях понижение давления в конденсаторе может быть вызвано низкими температурами забортной

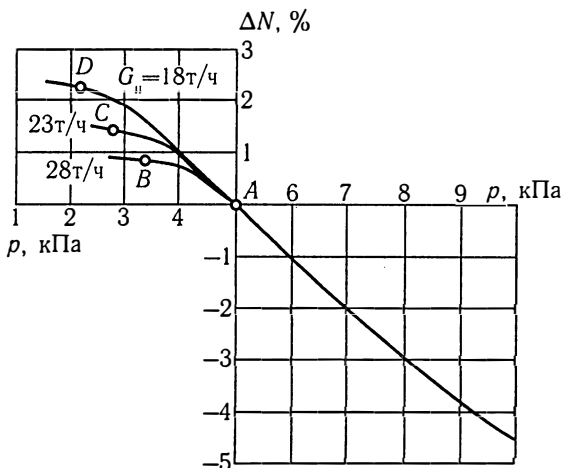


Рис. 11.12. Зависимость мощности турбины от давления в конденсаторе

воды либо чрезмерной подачей циркуляционного насоса. Рассмотрим случай, когда главный конденсатор обслуживается двухскоростным электроприводным циркуляционным насосом.

На режиме первой скорости насоса при мощности турбины  $N$ , количестве охлаждающей воды  $V$ , давлении  $p$  в конденсаторе и общем расходе теплоты на ПТУ  $Q$  удельный расход теплоты составит  $q = Q/N$ . На режиме второй скорости циркуляционного насоса, когда количество охлаждающей воды  $V' > V$ , в конденсаторе устанавливается давление  $p' < p$ , а мощность турбины получает приращение и составляет  $N + \Delta N$ . Увеличение подачи циркуляционного насоса приводит к увеличению расхода электроэнергии, а значит, к увеличению расхода теплоты на ПТУ в количестве  $\Delta Q_{\text{ц}}$ , а вызванное снижением давления в конденсаторе уменьшение температуры конденсата создает дополнительный расход теплоты на его подогрев  $\Delta Q_{\text{к}}$ . Если все остальные расходы теплоты остаются неизменными, то на режиме второй скорости насоса удельный расход теплоты на установку составит  $q' = (Q + \Delta Q_{\text{ц}} + \Delta Q_{\text{к}})/(N + \Delta N)$ . В случае  $q' < q$  оптимальным будет давление в конденсаторе  $p'$ , при  $q' > q$  оптимальным будет давление  $p$ . Как правило, давление  $p$  оказывается оптимальным, если оно близко к предельному, а давление  $p'$  значительно меньше предельного.

Для выбора режима работы КУ применяют режимные графики (рис. 11.13). Здесь в зависимости от температуры забортной воды  $t_1$

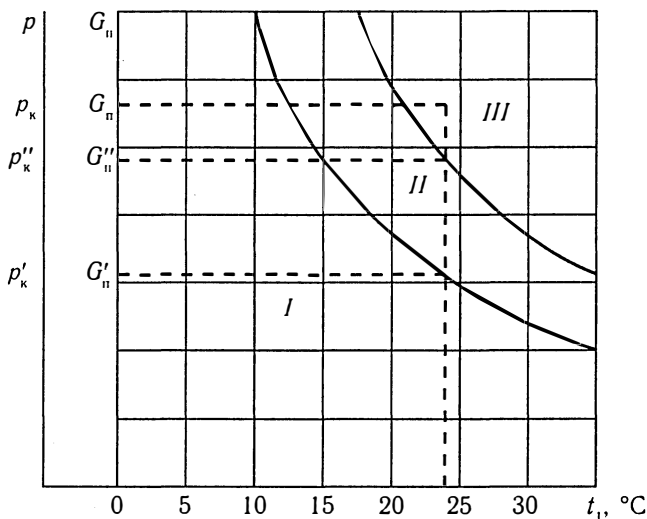


Рис. 11.13. Режимные графики конденсатора

и расхода пара через последнюю ступень турбины  $G_n$  указаны области *I*, *II*, *III*, соответствующие наиболее выгодным режимам работы трехскоростного циркуляционного насоса соответственно на первой, второй и третьей ступенях скорости. Так, при расчетной температуре забортной воды  $23^\circ\text{C}$  наиболее выгодны следующие режимы работы насоса: на первой скорости — при расходе пара меньше  $G'_n$ ; на второй — при расходе пара от  $G'_n$  до  $G''_n$ ; на третьей — при расходе пара более  $G''_n$  (например, при расходе пара  $G_n$ ). Для эксплуатационного контроля вместо количества конденсируемого пара  $G_n$  на графике удобнее приводить давление в контрольной ступени турбины  $p_k$ , характеризующее количество конденсируемого пара.

### Вопросы для самопроверки

1. Изобразите принципиальную схему КУ.
2. Назовите режимные показатели КУ.
3. Как изменяются параметры паровоздушной смеси в КУ?
4. От каких факторов зависит переохладение конденсата?
5. В чем отличие регенеративных конденсаторов от нерегенеративных?

6. Объясните физическую сущность процесса теплопередачи в конденсаторе.
7. Назовите величины, характеризующие конденсатор и его расчетный режим.
8. Охарактеризуйте системы, обслуживающие КУ.
9. Объясните принцип работы пароструйного воздушного эжектора.
10. Для каких целей строят характеристики конденсаторов?
11. Какими факторами определяется режим работы пароструйного воздушного эжектора и КУ в целом?
12. Какие зависимости называют характеристиками пароструйных воздушных эжекторов?
13. Как изменяется мощность паровой турбины при изменении давления в конденсаторе?
14. Как выбирают режим работы КУ?

## Глава 12. ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

### 12.1. Назначение и принцип действия установок

Водоопреснительные установки предназначены для получения из морской воды дистиллята, пригодного удовлетворять потребности судна в пресной воде.

По санитарным нормам расход пресной воды для питья, приготовления пищи, мытья и других бытовых целей на транспортном судне составляет 100 л/сут, а на пассажирском и рыбопромысловом — до 200 л/сут на одного человека. Кроме того, пресная техническая вода необходима для восполнения утечек пара и конденсата в котельных установках, пополнения замкнутых систем охлаждения дизелей и т.д.

Для большинства транспортных судов суточная потребность в пресной воде зависит от типа СЭУ и колеблется от 5—20 т для судов с дизельными установками до 20—50 т для паротурбинных судов.

Применение ВОУ экономически целесообразно, так как приводит к сокращению судовых запасов пресной воды (и соответствующему увеличению грузоподъемности судна), а также из-за более низкой стоимости приготовленного дистиллята по сравнению с водой, принятой с берега.

Известны следующие способы опреснения морской воды, распространенные в промышленности и на транспорте: дистилляция (выпаривание), кристаллогидратный (вымораживание), гиперфльтрация (обратный осмос) и электродиализ. На морских судах наиболее распространен способ дистилляции как технологически простой, надежный, экономически оправданный и обеспечивающий минимальное (5—10 мг/кг) по сравнению с другими способами общее солесодержание дистиллята.

Под *общим солесодержанием* дистиллята понимают наличие в воде всех растворенных минеральных веществ, способных проводить электрический ток, т.е. диссоциирующих на ионы (соли, кислоты, щелочи, углекислый газ).

Принцип действия установок, основанных на методе *дистилляции*, заключается в следующем (рис. 12.1, а). При кипении морской воды  $MВ$  в испарителе  $I$  вся тепловая энергия греющей среды (в данном случае пара  $П1$ ) расходуется на перевод молекул воды из жидкой фазы в парообразную. При этом содержащиеся в морской

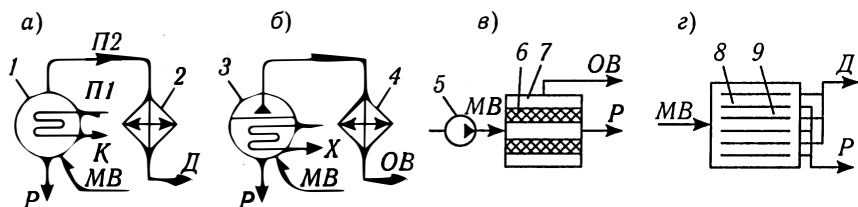


Рис. 12.1. Способы опреснения морской воды

воде соли, положительные и отрицательные ионы которых вместе с поляризованными молекулами воды образуют малоподвижные соединения — сольваты, не могут приобрести необходимой энергии для фазового перехода. Соли отводятся из испарителя 1 в виде рассола  $P$ . Полученный в испарителе пар  $\Pi 2$  называют *вторичным*. Из испарителя этот пар поступает в конденсатор 2, где, конденсируясь, превращается в дистиллят  $D$ . Конденсат  $K$  греющего пара отводится из ВОУ в цикл СЭУ.

К недостаткам дистилляционных установок следует отнести большую энергоемкость (кроме прочих затрат, на испарение 1 кг воды расходуется до 2,25 МДж тепловой энергии) и отложение солей жесткости при кипении морской воды на поверхностях нагрева.

*Кристаллогидратный способ* (рис. 12.1, б) опреснения основан на медленном охлаждении морской воды ниже температуры замерзания ( $-2^{\circ}\text{C}$ ). Образованию кристаллов пресного льда из морской воды способствуют сольваты, которые ввиду громоздкости не могут разместиться в узлах кристаллической решетки льда. В кристаллогидратной установке морская вода  $MB$  охлаждается в льдогенераторе 3 при помощи хладоносителя  $X$ , поступающего от холодильной установки. Образовавшийся при этом пресный лед в нагревателе 4 превращается в опресненную воду  $OB$ . Рассол  $P$  отводится за борт. В судовых условиях кристаллогидратные ВОУ практического применения не нашли из-за больших по сравнению с дистилляционными установками энергозатрат и сложного сопутствующего оборудования (холодильных установок). Кроме того, общее солесодержание полученной в установке опресненной воды оказывается не менее 500 мг/кг из-за невозможности полной отмывки включенного в лед маточного рассола.

*Способ гиперfiltrации* (рис. 12.1, в) основан на явлении осмотического давления, возникающего на границе раздела раствора и растворителя. С технической точки зрения способ прост: при достижении определенного давления, превышающего осмотическое,



специальные мембраны пропускают молекулы воды, но не пропускают ионы растворенных солей. Установки, в которых использован метод гиперфильтрации, называют ВОУ *обратного осмоса*. В установке морская вода *МВ* при помощи насоса 5 под давлением не менее 3 МПа пропускается через коллекторы, в которых размещены проницаемые мембраны 6 и камеры опресненной воды 7. Мембраны выполнены в виде пучка полых волокон из триацетата целлюлозы с внутренним диаметром 40 мкм и наружным 85—100 мкм или из металлической фольги, облученной тяжелыми ионными пучками в ускорителях этих частиц. Несмотря на малую энергоемкость и простоту способа опреснения установки обратного осмоса на судах практически не используют ввиду малой скорости гиперфильтрации, большой массы, в 3—4 раза превышающей массу дистилляционной установки, а также необходимости тщательной фильтрации морской воды до поступления ее на опреснение. В одноступенчатых установках обратного осмоса получают опресненную воду с общим содержанием 300—500 мг/кг, в двухступенчатых — менее 50 мг/кг.

В основу *электродиализных* ВОУ (рис. 12.1, *з*) положена способность полупроницаемых полимерных мембран при наложении электростатического поля пропускать ионы солей только одного знака. Если морскую воду *МВ* направить в пространство между этими чередующимися мембранами и подать на них электрическое напряжение, то образуются камеры концентрации 8, в которых будет собираться рассол *Р*, и камеры обессоливания 9, содержащие диализат *Д*. И рассол, и диализат по специальным трубопроводам отводятся из установки. Ввиду малого срока службы ионитовых мембран, их дороговизны, из-за которой себестоимость диализата выше себестоимости дистиллята, а также высокого общего содержания диализата (~300 мг/кг), что не позволяет использовать его в современных паровых котлах, электродиализные ВОУ получили на флоте ограниченное применение.

## 12.2. Дистилляционные установки

Современные морские суда оборудованы *вакуумными дистилляционными* ВОУ. На теплоходах эти установки являются утилизационными, так как для испарения морской воды в них используется теплота пресной воды из контура охлаждения главного дизеля.

Работа ВОУ паротурбинных судов (испарителей котловой воды) обеспечивается теплотой пара низкого давления, отбираемого от главной турбины, или теплотой редуцированного пара из котлов (во время стоянки судна). Электрообогрев применяется в специальных дистилляторах, предназначенных для приготовления питьевой воды.

Самыми распространенными на морских судах являются вакуумные ВОУ *поверхностного типа*, в которых вода испаряется с поверхности нагрева (см. рис. 12.1, а).

В одноступенчатой вакуумной ВОУ поверхностного типа (рис. 12.2) циркуляционный насос 6 подает морскую воду *МВ* на охлаждение конденсатора 5, после чего основная часть этой воды уходит за борт, а оставшаяся в качестве питательной проходит последовательно через охладитель 8 дистиллята, охладитель 4 паровоздушной смеси, охладитель 9 рассола *Р* и направляется в испаритель 1 на дистилляцию. Подогрев питательной воды в перечисленных теплообменниках повышает экономичность установки. В нижней части испарителя расположена погруженная в кипящую морскую воду батарея нагревательных элементов 11, внутри которых циркулирует греющая среда *ГС*. Образовавшийся в результате кипения морской воды вторичный пар освобождается от капель рассола в сепараторе 2 и направляется в конденсатор на конденсацию. Из конденсатора дистиллят *Д* насосом 7 отводится в сборную цистерну. Рассол удаляется из испарителя насосом 10 за борт.

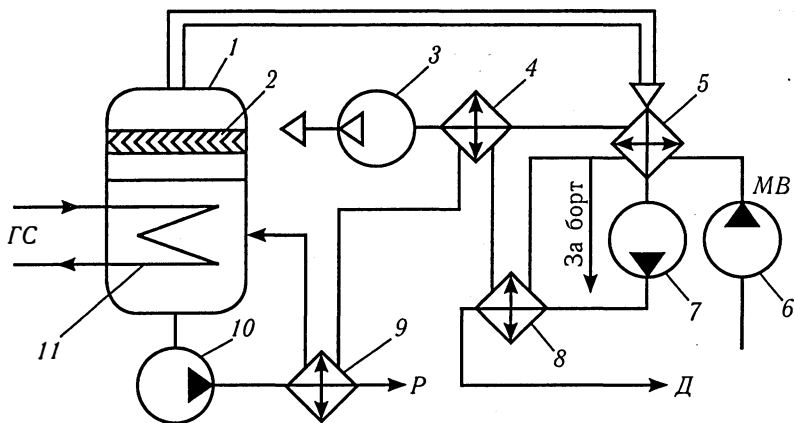


Рис. 12.2. Принципиальная схема одноступенчатой вакуумной ВОУ поверхностного типа

Оставшийся в испарителе рассол разбавляется питательной водой до определенного значения соледержания. Таким образом правильнее считать, что вторичный пар получается при кипении разбавленного рассола. Поддержание разрежения в паровой части испарителя и конденсатора обеспечивается с помощью вакуумного насоса 3, который удаляет из установки воздух, поступающий через неплотности соединений, а также вместе с морской водой в испаритель. Для этих же целей в установках применяют также паровые или водяные эжекторы.

На судах со слабым энерговооружением опреснять морскую воду целесообразно с помощью компрессорных ВОУ (рис. 12.3). В отличие от рассмотренной ВОУ здесь отсутствует отдельный конденсатор. Вторичный пар из испарителя 4 поступает к компрессору 5, приводимому в действие электродвигателем 6. После сжатия в компрессоре пар направляется в нагревательные элементы 3 испарителя, где, конденсируясь, отдает теплоту конденсации морской воде *МВ* для ее кипения. Конденсат вторичного пара в виде дистиллята *Д* отводится в цистерну. Рассол *Р* удаляется насосом 1. Электронагреватели 2 служат для предварительного нагрева морской воды при пуске ВОУ в работу.

В настоящее время компрессорные ВОУ на судах встречаются довольно редко. Однако работы по совершенствованию этих установок проводятся успешно. Так, фирма МАН создала стационарную ВОУ производительностью 500 м<sup>3</sup>/сут с удельным расходом механической энергии 17,2 кВт·ч/т.

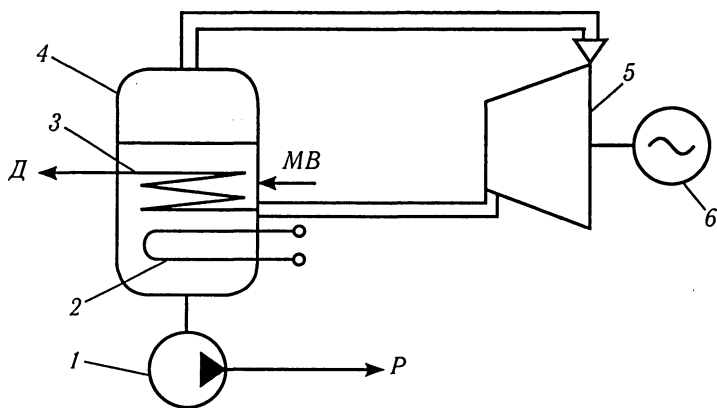


Рис. 12.3. Принципиальная схема ВОУ компрессорного типа

На морских судах применяют также *многоступенчатые* ВОУ. В такой установке вторичный пар первой ступени используется в качестве греющего во второй ступени, вторичный пар второй ступени является греющим в третьей и т.д. При этом давление кипения в последующей ступени меньше, чем в предыдущей.

Двухступенчатая установка типа ИКВ39/6М (рис. 12.4) предназначена для получения дистиллята *Д* и бидистиллята *БД* на паротурбинных судах. В нагревательную батарею испарителя 3 второй ступени ВОУ подается греющий пар *П* под давлением 74 кПа. Образовавшийся в этой ступени вторичный пар под давлением 44 кПа направляется в качестве греющего в испаритель 4 первой ступени установки. Вторичный пар кипящей в испарителе морской воды *МВ* под давлением 26,5 кПа поступает в конденсатор 1, в котором с помощью эжектора 2 поддерживается разрежение. Примерно четвертая часть полученного в первой ступени дистиллята направляется в запасную цистерну для бытовых целей, а остальное количество поступает во вторую ступень для получения бидистиллята. Насосы 5 и 6 удаляют из испарителей рассол *Р*. Конденсат *К* греющего пара возвращается в цикл СЭУ.

Применение двухступенчатых ВОУ позволяет получить высококачественный бидистиллят, пригодный для использования в котлах высокого давления, а также уменьшить энергозатраты на дистилляцию благодаря использованию теплоты вторичного пара.

На некоторых паротурбинных судах теплота конденсации вторичного пара отводится в циркулирующую через конденсатор ВОУ (в качестве охлаждающей) питательную воду паровых котлов.

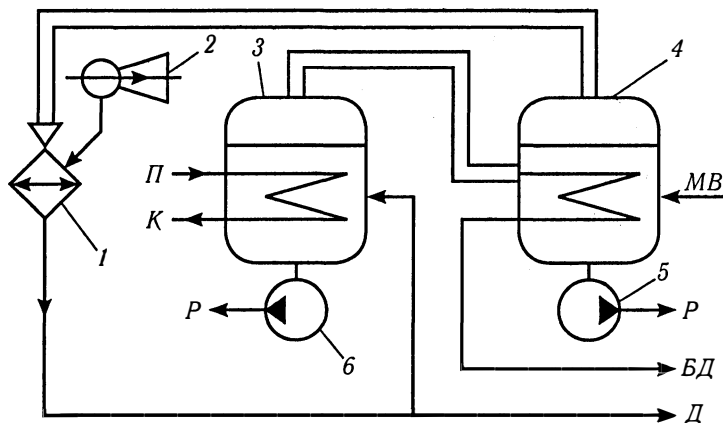


Рис. 12.4. Принципиальная схема двухступенчатой ВОУ типа ИКВ39/6М

Вакуумная адиабатная ВОУ с циркуляционным контуром рассола (рис. 12.5) названа адиабатной потому, что испарение рассола в ней происходит без обогрева испарителя 3 внешним источником теплоты. Идущий на испарение рассол нагревается в отдельном подогревателе 1 на 5—6°С выше температуры насыщения, соответствующей давлению в испарительном сосуде 3. Поэтому после дросселирования в распылителе 2 рассол оказывается в перегретом состоянии, благодаря чему на поверхности выходящих из распылителя струй происходит частичное (1—2%) испарение. Вторичный пар направляется в конденсатор 4, а оттуда в виде дистиллята *Д* отводится насосом 7 в сборник дистиллята. Конденсатор охлаждается морской водой *МВ* с помощью насоса 6. Часть подогретой в конденсаторе морской воды поступает в испарительную камеру, где смешивается с образовавшимся там рассолом. Большая часть этого разбавленного рассола направляется насосом 8 по циркуляционному контуру через подогреватель 1 обратно в испаритель, а меньшая часть — продувается в льяла. Греющей средой в подогревателе может быть пар *П* или горячая вода. Конденсат греющего пара *К* отводится в цикл СЭУ. Кроме распылителей для дросселирования рассола, в адиабатных установках применяют также форсунки или редукционные клапаны. Разрежение в испарителе и конденсаторе поддерживается вакуумным насосом 5.

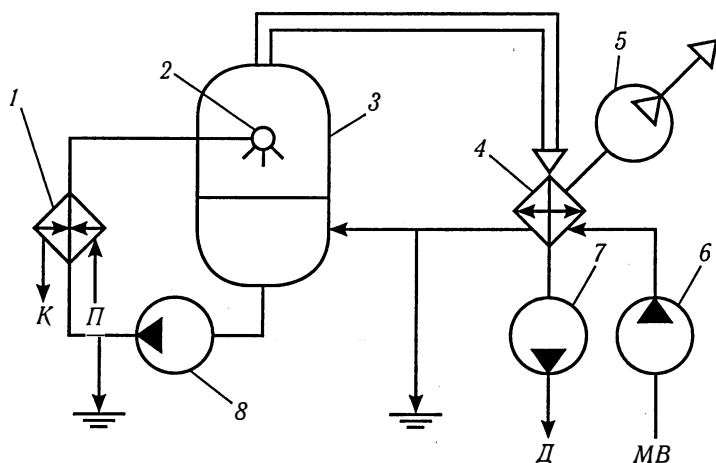


Рис. 12.5. Принципиальная схема вакуумной адиабатной ВОУ с циркуляционным контуром рассола

В адиабатных установках с циркуляционным контуром рассола расход теплоты на производство 1 т дистиллята в 2,5—3,5 раза меньше по сравнению с проточными адиабатными ВОУ, у которых неиспарившаяся морская вода рассольным насосом удаляется за борт. Масса и стоимость адиабатных ВОУ на 30—40% выше, чем ВОУ поверхностного типа. Однако для адиабатных установок характерны более высокое качество дистиллята и устойчивость в работе при колебаниях тепловой нагрузки. ВОУ адиабатного типа, применяемые на пассажирских судах и рыбопромысловых базах, выполняются многоступенчатыми (3—5 ступеней). Производительность установок достигает 200 т/сут. Адиабатные ВОУ называют также *установками мгновенного вскипания*.

Основными требованиями, предъявляемыми к дистилляционным ВОУ, являются надежность, производство дистиллята необходимого качества, минимальное накипеобразование, простота конструкции и обслуживания, удобство ремонта и очистки греющих элементов, приемлемые размеры, масса и стоимость, высокие экономические показатели.

### 12.3. Требования к качеству дистиллята

В зависимости от назначения пресную воду на судах делят на питьевую, мытьевую и техническую. К каждой группе предъявляются свои требования, из них наиболее жесткие — к питьевой воде и воде для питания паровых котлов. Одной из основных характеристик морской воды и дистиллята является их солесодержание.

В 1 кг океанской воды растворено около 35 г различных солей, среди которых 77,8% составляет хлористый натрий NaCl. Концентрация солей в каждом море отличается от их концентрации в океанской воде. В то же время общее соотношение солей в морской и океанской воде практически неизменно. Поэтому солесодержание судовых вод оценивают концентрацией в них NaCl, мг/кг, как основного солевого компонента. Применяют понятие *солесодержание по NaCl*. Солесодержание по NaCl измеряют с помощью прибора солемера, принцип действия которого основан на сопоставлении электропроводности исследуемого раствора с электропроводностью раствора NaCl соответствующей концентрации.

Под *жесткостью воды* подразумевают суммарную концентрацию в ней катионов  $\text{Ca}^{++}$  и  $\text{Mg}^{++}$ , мг-экв/кг.

Запасы питьевой воды принимают на судно с берега. При необходимости эти запасы могут пополняться от судовых станций приготовления питьевой воды. Согласно рекомендациям Всемирной организации здравоохранения к питьевой воде предъявляются требования по обеспечению безвредности химического состава, благоприятных органолептических свойств, а также эпидемиологической безопасности. С этой целью проводят комплекс технологических мероприятий, направленных на корректировку физических, химических и бактериологических показателей получаемого в ВОУ дистиллята. Для этого на станциях производят его осветление, обеззараживание и минерализацию. Общее солесодержание питьевой воды не должно превышать 500 мг/кг, жесткость — не более 3,5 мг-экв/кг, а наличие хлоридов  $\text{Cl}^-$  — не выше 250 мг/кг. Цистерны с питьевой водой отделяют от других цистерн коффердамами.

Вода для питания паровых котлов должна обладать следующими показателями: общее солесодержание — до 5—10 мг/кг, содержание хлоридов — до 3—5 мг/кг, жесткость — до 0,015—0,4 мг-экв/кг, водородный показатель — 6,5—7. Меньшие из приведенных показателей относятся к питательной воде главных паровых котлов. Требования к другим видам технической воды менее жесткие и ограничиваются инструкциями по обслуживанию.

В качестве мытьевой может служить любая пресная вода, жесткость которой не превышает 7 мг-экв/кг при наличии хлоридов не более 180 мг/кг. Мытьевая вода не должна содержать болезнетворных бактерий.

#### **12.4. Накипеобразование на поверхностях нагрева установок**

Под *накипью* понимают совокупность минеральных веществ, выпадающих в осадок на поверхности при нагреве, испарении или кипении морской воды. Накипь резко ухудшает теплопередачу и уменьшает производительность испарителя при неизменной температуре греющей среды.

Процесс накипеобразования, как и любой процесс кристаллизации, возможен только при наличии пересыщения. Для начала кристаллизации солей необходимо также наличие центров кристаллизации. Такими центрами могут быть частицы взвеси в объеме раствора или различные углубления на поверхности греющих элементов. Если

пересыщение достигнуто во всем объеме раствора, появляется шлам — взвесь нерастворимых солей и других веществ, образовавшихся при нагревании и выпаривании морской воды. Процесс шламообразования является наиболее характерным для адиабатных ВОУ. В поверхностных и адиабатных ВОУ шлам отводится из испарителя при его продувании.

В процессе выпаривания морской воды повышается общая концентрация солей в рассоле. В зависимости от исходной концентрации и температуры рассола некоторые соли могут достигать насыщающей концентрации быстрее других и первыми выпадают в накипь. В связи с этим наиболее характерными для поверхностных ВОУ являются три вида накипи в испарителях: карбонатная, магниевая и сульфатная.

*Карбонатная накипь* состоит в основном из углекислого кальция  $\text{CaCO}_3$ . Она характерна для установок, в которых температура испарения не превышает 75—85°C. Эта накипь обладает малой плотностью, рыхлой структурой, низкой прочностью и малой теплопроводностью, растворима практически всеми кислотами, кроме щавелевой, и легко удаляется при механической чистке. Интенсивность образования карбонатной накипи в основном зависит от температуры и условий выделения из воды свободной углекислоты. Если в воде создать избыток растворенной углекислоты, то при нагревании можно избежать отложения такой накипи. Уменьшению накипеобразования способствует также предварительное осаждение карбоната кальция (с помощью противонакипных присадок) в виде шлама.

*Магниевая накипь* главным образом состоит из гидроксидов магния  $\text{Mg}(\text{OH})_2$ . Накипь образуется при температуре 80—100°C. Она отличается от карбонатной большей плотностью и теплопроводностью, а также худшей растворимостью в кислотах.

*Сульфатная накипь* в своем составе имеет около 50% сульфата кальция  $\text{CaSO}_4$  и образуется при температуре кипения 100—120°C в испарителях избыточного давления. Это наиболее твердая и трудноотделимая от поверхности нагрева накипь, имеющая низкий коэффициент теплопроводности.  $\text{CaSO}_4$  является связующим веществом накипи, цементирующим другие соли. В состав накипи могут входить три модификации сульфата: ангидрит  $\text{CaSO}_4$ , полугидрат  $\text{CaSO}_4 \times 1/2\text{H}_2\text{O}$  и гипс  $\text{CaSO}_4 \times 2\text{H}_2\text{O}$ . В испарителях ВОУ сульфатная накипь наиболее часто представлена полугидратом, который появляется при температуре более 85°C. Растворимость сульфата кальция в морской воде зависит от ее



температуры и концентрации в воде других солей. С повышением температуры и увеличением соледержания рассола растворимость  $\text{CaSO}_4$  снижается, в результате чего эта соль выпадает из раствора и оседает на поверхности нагрева. Часть выпадающего из раствора  $\text{CaSO}_4$  вследствие малой скорости его кристаллизации удаляется из испарителя с продуваемым рассолом.

На графике распределения основных компонентов  $\alpha$ , %, в накипи (рис. 12.6) сплошными линиями показаны результаты экспериментов при температурном напоре стенка — жидкость  $\Delta t = 12^\circ\text{C}$ , штриховыми — при  $\Delta t = 45^\circ\text{C}$ . Как видно из рисунка, при температуре кипения около  $80\text{--}85^\circ\text{C}$  в составе накипи происходит смена накипеобразующего компонента. Вместо  $\text{CaCO}_3$  начинает выпадать  $\text{Mg(OH)}_2$ . Увеличение температурного напора с  $\Delta t = 12^\circ\text{C}$  до  $\Delta t = 45^\circ\text{C}$  (вследствие повышения температуры греющей среды) сдвигает переход одного вида накипи в другой в область более низких температур. Уменьшение доли  $\text{Mg(OH)}_2$  в накипи при высоких температурах кипения и увеличение доли  $\text{CaSO}_4$  объясняется усилением процесса шламообразования. Часть  $\text{Mg(OH)}_2$  уходит в шлам, а в накипи увеличивается количество гипса  $\text{CaSO}_4 \times 2\text{H}_2\text{O}$ .

Из изложенного видно, что на разных режимах работы ВОУ образуются различные виды накипи, располагающиеся слоями на греющих элементах испарителя.

Растворимость других основных солей, содержащихся в морской воде, значительно выше, чем рассмотренных, поэтому они выпадают в накипь при повышенных, нехарактерных для судовых ВОУ концентрациях рассола.

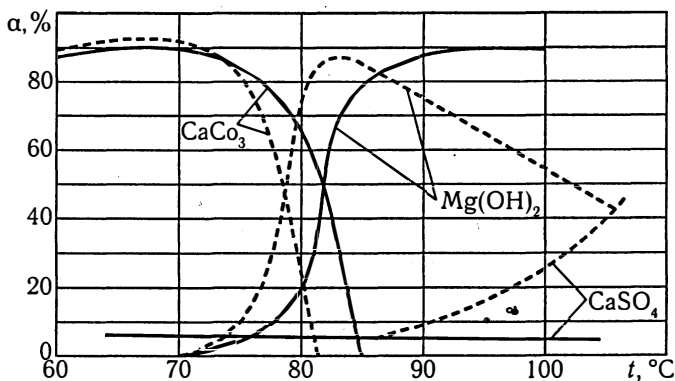


Рис. 12.6. Зависимость распределения основных компонентов в накипи от температуры кипения рассола в испарителе

Интенсивность образования накипи зависит от температуры испаряемой воды и теплопередающей поверхности, а также от концентрации рассола в испарителе. Чем ниже температура испарения рассола и меньше разность температур  $\Delta t$ , тем менее интенсивно протекает отложение накипи. Изменение массы накипи в граммах на 1 т дистиллята с увеличением температуры испарения  $t_{\text{исп}}$  показано на рис. 12.7. Здесь на кривой линии обозначены три участка: *I* — образование карбонатной накипи  $\text{CaCO}_3$ ; *II* — переход карбонатной накипи к магниальной  $\text{Mg}(\text{OH})_2$ ; *III* — образование магниальной и сульфатной накипи  $\text{CaSO}_4$ . Как видно, масса накипи увеличивается по мере роста температуры испарения и степени пересыщения.

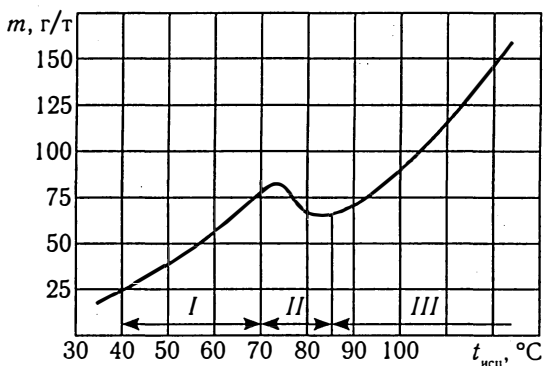


Рис. 12.7. Зависимость интенсивности образования накипи от температуры

Уменьшение интенсивности образования накипи в поверхностных испарителях достигается применением вакуумных ВОУ, поддержанием концентрации рассола ниже предела растворимости для полугидрата  $\text{CaSO}_4 \times 1/2\text{H}_2\text{O}$ , выбором режимов работы установки, обработкой питательной морской воды, конструктивными мероприятиями и периодической очисткой поверхности теплообмена.

Глубоковакуумные утилизационные ВОУ теплоходов работают с минимальным накипеотложением на поверхности нагрева. Понижение давления в испарителе до 6—9 кПа позволило организовать кипение морской воды при температуре 36—44°C. В этом диапазоне температур растворимость  $\text{CaSO}_4$  в рассоле в 13—16 раз больше, чем при температуре 110°C.

Конструктивные меры в основном сводятся к применению коррозионностойких материалов, гладких полированных поверхностей нагрева и гидрофобных покрытий.

Уменьшение концентрации (солевого содержания) рассола достигается путем увеличения количества поступающей в испаритель забортной воды. Это способствует уменьшению содержания в накипи  $\text{CaSO}_4$ , однако вызывает более интенсивное отложение на поверхности  $\text{CaCO}_3$ .

Поверхность теплообмена чистят после снижения производительности установки на 20—25% паспортной. Наиболее распространены на современных судах химические методы очистки поверхностей нагрева ВОУ.

Адиабатные ВОУ также выполняют вакуумными. Для испарителей таких установок характерным является образование карбонатной накипи в виде шлама на границе раздела пар — жидкость. Вместе с тем, механизм образования накипи на поверхности нагрева подогревателей рассола адиабатных ВОУ аналогичен механизму накипеобразования в испарителях поверхностных установок.

Наиболее приемлемым методом обработки питательной (морской) воды является ввод в испаритель через дозирующее устройство одной из следующих комплексных присадок: ЦНИИМФ-1 (Россия), Амероял Амерет, Формет-343 (США), Ваптрит жидкий (Великобритания) и др. Дозировку препаратов ведут в точном соответствии с инструкциями, разработанными для каждого состава с учетом особенностей его применения. Присадки содержат поверхностно-активные вещества, изменяющие условия осаждения накипеобразователей и предупреждающие образование пены.

## 12.5. Питание и продувание установок

Автоматизация работы ВОУ и приготовление дистиллята необходимого качества при наименьшей скорости накипеобразования возможны при условии поддержания в поверхностном или адиабатном испарителе умеренного солевого содержания кипящего рассола.

Для этих целей в ВОУ применяют непрерывное удаление (продувание) рассола из испарителя рассольным насосом (или водяным эжектором). Количество отводимого рассола должно обеспечить постоянство его солевого содержания в установке при установившемся режиме ее работы. Это значит, что продуваемый рассол должен

унести с собой все соли, выделяющиеся при испарении морской воды. При этом баланс солей в испарителе описывается следующей зависимостью, пояснение к которой на примере поверхностной ВОУ представлено на рис. 12.8:

$$V_2(s_w - s_d) = V_{np}(s_p - s_w), \quad (12.1)$$

где  $V_2, V_{np}$  — количество испаряемой в испарителе 2 воды и продуваемого насосом 1 рассола, м<sup>3</sup>/ч;  $s_w, s_p$  — солесодержание питательной (морской) воды и рассола, мг/кг;  $s_d$  — солесодержание дистиллята, забираемого из конденсатора 3 конденсатным насосом 4, мг/кг.

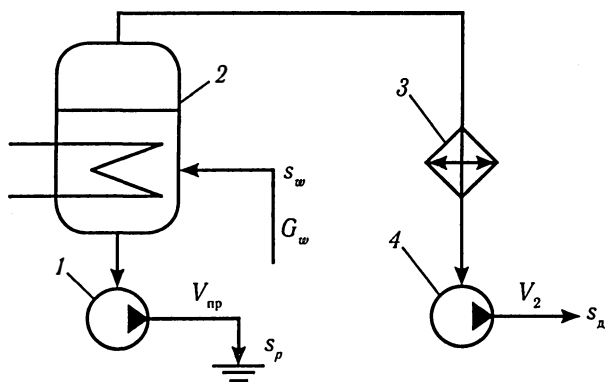


Рис. 12.8. Схема продувания испарителя

Пренебрегая солесодержанием дистиллята, которое примерно в 10 тыс. раз меньше  $s_w$ , а также различием плотностей рассола и морской воды, выражение (12.1) можно представить в виде

$$G_2 s_w = G_{np}(s_p - s_w), \quad (12.2)$$

где  $G_2, G_{np}$  — количество вторичного пара и продуваемого рассола, кг/ч.

Отношение  $G_{np}/G_2$  называют коэффициентом продувания  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{G_{np}}{G_2} = \frac{s_w}{s_p - s_w}. \quad (12.3)$$

Выражение (12.3) позволяет установить зависимость солесодержания рассола от коэффициента продувания и солесодержания питательной (морской) воды:

$$s_p = \frac{(1 + \varepsilon)s_w}{\varepsilon}. \quad (12.4)$$

Количество питательной воды, кг/ч,

$$G_w = G_2 + G_{np} = G_2(1 + \varepsilon). \quad (12.5)$$

В соответствии с выражением  $s_d = (1 - x)s_p$  установлено, что для получения качественного дистиллята с общим солесодержанием  $s_d \leq 10$  мг/кг необходимо, чтобы общее солесодержание рассола было  $s_p \leq 50$  г/кг, а степень сухости вторичного пара была не ниже  $x = 0,9998$ . С учетом того, что общее солесодержание морской воды  $s_w \approx 35$  г/кг, из выражения (12.3) следует, что коэффициент продувания испарителя должен быть не ниже  $\varepsilon = 2,33$ . Для ВОУ поверхностного типа принимают  $\varepsilon = 3 \div 4$ ; для многоступенчатых и многоступенчатых адиабатных —  $\varepsilon = 20 \div 40$ .

Увеличение солесодержания рассола приводит к повышению солесодержания дистиллята и нарушает устойчивость работы ВОУ из-за увеличения количества пены на поверхности испарения и колебания уровня рассола в поверхностном испарителе.

## 12.6. Факторы, определяющие качество получаемого дистиллята

Качество получаемого в ВОУ дистиллята оценивают его солесодержанием. Солесодержание дистиллята прямо пропорционально влажности вторичного пара и солесодержанию рассола.

В поверхностных ВОУ увлажнение вторичного пара происходит в результате попадания в паровое пространство испарителя капель кипящего рассола. Количество уносимого паром рассола зависит от режима его кипения и удельной нагрузки ВОУ.

При разности температур греющей поверхности и вторичного пара до  $\Delta t = 20^\circ\text{C}$  возникает ядерное кипение, сопровождающееся генерацией небольших пузырьков вторичного пара и незначительным уносом капель рассола в паровое пространство испарителя.

При  $\Delta t \geq 20^\circ\text{C}$ , давлении, близком к атмосферному, и чистой теплообменной поверхности наблюдается более интенсивное пленочное кипение с более крупными паровыми пузырьками, которые, прорываясь через зеркало испарения, образуют всплески и фонтанирующие потоки, способствующие уносу вторичным паром капель рассола увеличенных размеров. Одновременно с этим при дроблении всплывающих пузырей образуются более мелкие капли. Под действием силы тяжести крупные капли возвращаются из парового пространства обратно в кипящую жидкость, а мелкие поднимаются вторичным паром вверх. В целях уменьшения влажности вторичного пара на пути его следования к конденсатору устанавливаются отбойный щит.

Уменьшение величины  $\Delta t$  приводит к увеличению площади поверхности нагревательных элементов и общей массы установки. Таким образом, от выбора  $\Delta t$  зависят следующие параметры ВОУ: солесодержание дистиллята, удельные энергозатраты, масса и размеры установки.

Влажность вторичного пара в поверхностных установках зависит также от их удельных характеристик, определяющих интенсивность процесса выпаривания морской воды: напряжения зеркала испарения и нагрузки парового объема испарителя.

С увеличением напряжения *зеркала испарения*, под которым понимают отношение объема производимого в течение часа вторичного пара к свободной поверхности рассола в испарителе, влажность пара возрастает. Влажность вторичного пара возрастает также с увеличением нагрузки парового объема испарителя — величины, определяемой отношением объема получаемого за 1 ч пара к объему парового пространства. Увеличение интенсивности выпаривания морской воды приводит к увеличению солесодержания дистиллята из-за вспенивания кипящего рассола и уноса хлопьев пены в паровое пространство испарителя.

Опыт проектирования и эксплуатации судовых ВОУ показывает, что приемлемая для поверхностных испарителей влажность вторичного пара, равная 0,01% и позволяющая получить дистиллят высокого качества, обеспечивается при следующих режимных показателях: разности температур греющей среды и вторичного пара 15—20°C; высоте парового пространства не менее 0,8 м; скорости вторичного пара не более 2,5 м/с. При этом нагрузка парового объема и напряжение зеркала испарения находятся в пределах соответственно 4000—10 000 м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·ч) и 5000—9000 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч)

(большие нагрузки характерны для глубоковакуумных испарителей).

В адиабатных ВОУ приемлемая влажность вторичного пара наблюдается при разности температур  $\Delta t$  между поступающим в камеру испарения рассолом и температурой насыщения, при которой рассол испаряется с поверхности струи, до  $8^{\circ}\text{C}$ . Деформация струи и увеличение уноса капель рассола начинается при  $\Delta t = 8\div 10^{\circ}\text{C}$ , когда испарение рассола с поверхности перемещается в глубь струи. Процесс приобретает более интенсивный характер при  $\Delta t = 12\div 15^{\circ}\text{C}$ .

Организация распыливания рассола в адиабатных испарителях также влияет на влажность вторичного пара — с уменьшением диаметра струи уменьшается вероятность ее деформации. Влажность вторичного пара можно уменьшить и путем циклонного подвода струи рассола в камеру испарения.

Выпаривание морской воды в глубоковакуумных адиабатных ВОУ с высотой парового пространства камеры испарения 0,8—1,2 м позволяет получать дистиллят с содержанием хлоридов около 2—3 мг/кг. При скорости вторичного пара 2 м/с и давлении насыщения порядка 10 кПа нагрузка парового объема камеры испарения таких установок составляет 15—22 тыс.  $\text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ .

Применяя способ промывки вторичного пара или способ двукратного испарения морской воды, получают дистиллят повышенного качества с содержанием хлоридов около 0,05—0,1 мг/кг. Первый способ предполагает искусственное увлажнение вторичного пара промывочным дистиллятом с последующим осушением пара в специальном сепараторе. Промывка вторичного пара усложняет конструкцию ВОУ и требует расхода промывочного дистиллята, составляющего в среднем 3—10% производительности установки. Способ двукратного испарения обеспечивает приготовление дистиллята высокого качества на стационарных и переходных режимах работы.

Дистиллят повышенного качества применяют в паровых котлах с давлением пара более 7 МПа.

## 12.7. Производительность и оценка экономической эффективности установок

Производительность ИКВ на паротурбоходах с учетом потребности в мытьевой воде для экипажа и пассажиров, т/сут,

$$D_{\text{икв}} = 24k_3(\zeta_{\text{ут}} + \zeta_{\text{пр}})D_{\text{к}}, \quad (12.6)$$

где  $k_3$  — коэффициент запаса ( $k_3 = 1,25 \div 1,5$ );  $\zeta_{\text{ут}}$  — коэффициент, учитывающий утечки пара и конденсата ( $\zeta_{\text{ут}} = 0,005 \div 0,01$ );  $\zeta_{\text{пр}}$  — коэффициент, учитывающий потерю воды из котлов через систему продувания;  $D_{\text{к}}$  — расчетная производительность главных котлов на ходовом режиме, т/сут.

При определении производительности ВОУ теплохода учитывают ее назначение и тип судна:

$$D_o = k_3 d_n (z_1 + z_2) + D_{\text{тн}}, \quad (12.7)$$

где  $d_n$  — нормированный расход пресной воды на одного человека;  $z_1$  — число членов экипажа;  $z_2$  — число пассажиров;  $D_{\text{тн}}$  — суточный расход воды на технические нужды (определяют в соответствии с мощностью главных и вспомогательных дизелей; на каждые 1000 кВт мощности этих двигателей требуется 0,27 т/сут пресной воды).

Экономичность работы дистилляционной ВОУ определяется удельными расходами электроэнергии и греющего пара.

В применяемых на теплоходах утилизационных вакуумных ВОУ поверхностного типа производительностью 10—40 т/сут расход электроэнергии на привод эжекторно-питательного, рассольного и дистиллятного насосов при дистилляции составляет 4—6,5 кВт · ч на 1 т приготавливаемого дистиллята. Конденсаторы этих ВОУ охлаждаются водой от насоса забортной воды СЭУ. Аналогичные установки, конденсаторы которых обслуживаются автономным насосом, опресняют морскую воду с удельным расходом электроэнергии в 3 раза выше.

В адиабатных утилизационных ВОУ с циркуляционным контуром рассола удельный расход электроэнергии в 2—3 раза выше, чем в равноценных им по производительности и условиям охлаждения конденсатора поверхностных установках из-за значительного различия в подаче (в десятки раз) их рассольных насосов.

Экономичность ИКВ паротурбоходов в основном определяется расходом топлива на получение греющего пара и рабочего пара эжекторов, что в свою очередь зависит от схемы включения опреснителя в общую тепловую схему СЭУ.

Наиболее объективным показателем экономичности всех судовых ВОУ является отношение производительности к расходу топлива, используемого в котлах или дизелях для работы опреснителя. Этот показатель  $d_o$ , кг/кг, учитывает затраты тепловой и электрической



энергии, а также степень совершенства ВОУ и оборудования для производства пара и электроэнергии. Значения  $d_0$  для различных типов ВОУ следующие.

*ИКВ (регенеративные) паротурбоходов на режимах:*

— ходовом .....	150—200
— стояночном .....	15—20

*ВОУ теплоходов:*

— одноступенчатые поверхностные .....	60—80
— многоступенчатые адиабатные .....	100—120
— компрессорные .....	120—260

Среди ИКВ наиболее экономичными являются регенеративные установки, в которых используется греющий пар, отбираемый из судовой турбины низкого давления, а конденсаторы вторичного пара и пара эжекторов охлаждаются главным конденсатом СЭУ.

Экономичность нерегенеративных ИКВ, у которых в качестве греющего используется редуцированный охлажденный пар из парового котла, а конденсаторы охлаждаются забортной водой, примерно в 10 раз ниже, чем регенеративных, т. е. соответствует показателям экономичности последних на стояночном режиме.

Себестоимость производства дистиллята на судах в 5—10 раз дешевле, чем стоимость пресной воды во многих портах мира. Срок окупаемости ВОУ на судах в среднем составляет 2—3 года.

Экономичность судовых опреснительных установок в настоящее время повышается благодаря следующим мероприятиям: утилизации теплоты систем охлаждения дизелей; регенерации теплоты вторичного пара; применения многоступенчатого испарения как в поверхностных, так и в адиабатных ВОУ; уменьшения накипи на греющих элементах.

## 12.8. Особенности теплового расчета установок

Особенностью теплового расчета ВОУ является определение средней расчетной температуры кипящего рассола.

В глубоковакуумной ВОУ поверхностного типа (рис. 12.9) рассол в вертикальных теплообменных греющих трубах 4 испарителя 5 кипит при разных температурах: при наибольшей в нижней части и наименьшей в верхней части из-за неодинакового гидростатического

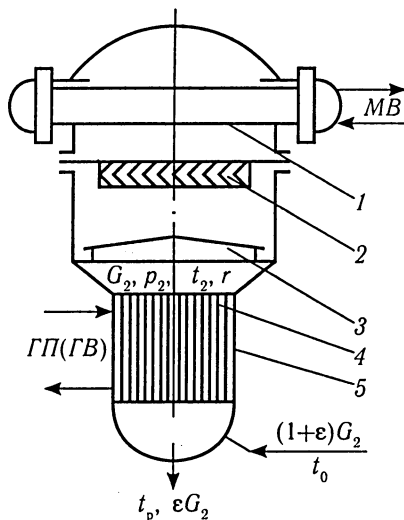


Рис. 12.9. Расчетная схема глубоковакуумной ВОУ поверхностного типа

давления по высоте труб. На поверхности кипящего рассола давление равно давлению вторичного пара  $p_2$  над ним, а давление в нижней части труб превышает давление пара  $p_2$  на

$$\Delta p_2 = H\rho g,$$

где  $H$  — высота столба рассола от нижней трубной решетки до поверхности испарения, м;  $\rho$  — плотность рассола, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Расчетная поправка на гидростатическое давление  $\Delta p_r$  при определении средней температуры кипящего рассола

$$\Delta p_r = \left( h_{\text{изб}} + \frac{h_{\text{тр}}}{2} \right) \rho g,$$

где  $h_{\text{изб}}$  — высота слоя жидкости над греющими трубками, м;  $h_{\text{тр}}$  — высота греющих труб, м;  $\rho$  — средняя плотность рассола, кг/м<sup>3</sup>.

С учетом поправки  $\Delta p_r$  определяют среднее расчетное давление  $p_p$  и разность температур  $\delta t_r$ , учитывающие гидростатический эффект:

$$p_p = p_2 + \Delta p_r; \quad \delta t_r = t_{np} - t_2,$$

где  $t_{np}$  — соответствующая давлению  $p_p$  температура насыщения, °С;  $t_2$  — температура насыщения вторичного пара на поверхности кипящего рассола, °С.

Известно, что раствор кипит при более высокой температуре, чем чистый растворитель, поэтому в судовых ВОУ температура вторичного пара  $t_2$  всегда ниже температуры кипения рассола на значение  $\delta t_p$ , называемое *температурной депрессией*. Температурная депрессия зависит от соледержания кипящего рассола, и приближенно ее определяют как

$$\delta t_p = \frac{s_p \cdot 10^{-4}}{8},$$

где  $s_p$  — соледержание рассола по NaCl, мг/кг.

Исходя из изложенного средняя расчетная температура кипящего рассола в поверхностном испарителе определяется как сумма следующих составляющих:

$$t_p = t_{np} + \delta t_p = t_2 + \delta t_r + \delta t_p. \quad (12.8)$$

Чем ниже давление вторичного пара  $p_2$  в испарителе, тем в большей мере сказывается влияние гидростатического эффекта на температуру  $t_p$ . При нахождении  $t_p$  в адиабатных испарителях составляющая  $\delta t_r$  в формуле (12.8) равна нулю.

Количество теплоты, расходуемой на подогрев и испарение питательной воды в одноступенчатой ВОУ поверхностного типа (см. рис. 12.9), Дж/с,

$$Q = G_2[(1 + \varepsilon)c_0(t_p - t_0) + r],$$

где  $G_2$ ,  $r$  — количество, кг/с, и теплота фазового перехода, Дж/кг, испаряемой воды;  $c_0$  и  $t_0$  — теплоемкость, Дж/(кг·К) и температура, °С, питательной воды;  $t_p$  — средняя расчетная температура кипящего рассола, °С;  $\varepsilon$  — коэффициент продувания.

Поверхность нагрева испарителя определяют из выражения (10.4). При использовании греющего пара ГП разность температур  $\Delta t_m$  в выражении (10.4) находят по формуле

$$\Delta t_m = t_n - t_p = t_n - (t_2 + \delta t_r + \delta t_p),$$

где  $t_n$  — температура насыщения греющего пара, соответствующая его давлению конденсации, °С.

В современных вакуумных испарителях принимают  $\Delta t_m = 15 \div 20^\circ\text{С}$ .

При использовании греющей воды ГВ величину  $\Delta t_m$  определяют по формуле (10.6). Понижение температуры греющей воды в испарителе принимают  $5 \div 10^\circ\text{С}$ .

Входящий в формулу (10.4) коэффициент теплопередачи  $k$  находят по выражению (10.7). Значения коэффициента теплоотдачи от греющего пара к стенке греющих элементов по рекомендации В.Г. Ермилова принимают  $\alpha_1 = 6000 \div 12000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . В случае применения греющей воды  $\alpha_1$  определяют по формуле (10.21).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , от рассола к теплообменной стенке для случая его кипения внутри вертикальных труб и на пучке горизонтальных труб испарителей ВОУ соответственно находят по формулам (12.9) и (12.10) табл. 12.1. Величину  $t_{cr}$  в этих формулах находят методом последовательных приближений либо графоаналитическим методом с помощью выражений, аналогичных (11.7).

Расходы греющего пара и греющей воды определяют из формул (10.1) и (10.2) соответственно, умножив полученные результаты на значение коэффициента  $\eta \approx 1,18$ , учитывающего потери теплоты в окружающую среду.

Поверхность теплообмена, охлаждаемого морской водой МВ конденсатора 1 ВОУ (см. рис. 12.9), рассчитывают по приведенным в параграфе 11.3 зависимостям. Расчетное давление в конденсаторе должно быть меньше давления вторичного пара на значение сопротивления отбойного щита 3 и сепаратора 2, которое может составлять около 1 кПа.

В адиабатной установке с циркуляционным контуром рассола (рис. 12.10) количество рассола, подаваемого в камеру испарения, кг/с,

$$G_p = \frac{G_2 r}{c_p (t_{p2} - t_p)},$$

где  $G_2$ ,  $r$  — количество вторичного пара, кг/с, и теплота фазового перехода, Дж/кг;

$c_p$  — теплоемкость рассола, Дж/(кг·К);

$t_{p2}$  — температура рассола, подаваемого в камеру испарения, превышающая температуру  $t_2$  насыщения вторичного пара на  $4 \text{—} 10^\circ\text{С}$ ;

$t_p = t_2 + \delta t_p$  — температура рассола, удаляемого из камеры испарения.

Таблица 12.1

Условия кипения морской воды в испарителях ВОУ	Расчетная формула	Пределы изменения параметров	Номер формулы
В вертикальных трубах	$\bar{\alpha} = 22(p_s / 98,1)^{0,58} \Delta t^{2,33} 1,163; \Delta t = t_{ct} - t_p,$ <p>где <math>p_s</math> — давление насыщения, соответствующее температуре <math>t_p</math>, кПа; <math>t_{ct}</math> — температура теплообменной стенки, °С; <math>t_p</math> — определяемая по формуле (12.8) средняя расчетная температура кипящей морской воды, °С</p>	$p_s = 3 \div 10$ кПа	(12.9)
На пучке горизонтальных труб	$\alpha = 3(p_s / 98,1)^{0,15} (q / 1,163)^{0,7} 1,163;$ $q = 39(p_s / 98,1)^{0,5} \Delta t^{3,33} 1,163;$ $\Delta t = t_{ct} - t_p,$ <p>где <math>q</math> — плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup></p>	$p_s = 10 \div 98$ кПа	(12.10)

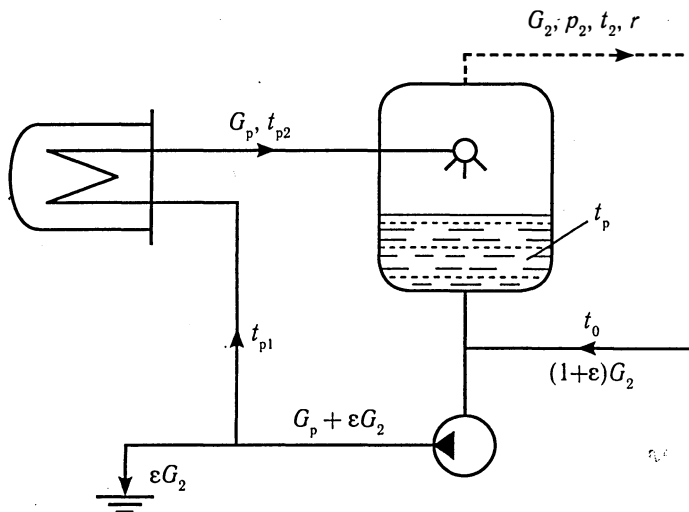


Рис. 12.10. Расчетная схема адиабатной ВОУ с циркуляционным контуром рассола

Подачу циркуляционного рассольного насоса рассчитывают как сумму величин

$$G_p + \epsilon G_2.$$

Количество теплоты на подогрев циркулирующего рассола, Дж/с,

$$Q = G_p c_p (t_{p2} - t_{p1}).$$

Температура рассола, поступающего в подогреватель, °С,

$$t_{p1} = \frac{(G_p - G_2)t_p + (1 + \epsilon)G_2 t_0}{G_p + \epsilon G_2},$$

где  $t_0$  — температура питательной воды, °С.

## 12.9. Конструктивные схемы установок

Современные ВОУ выполняют в агрегатированном виде с размещением всех элементов на общей фундаментной раме или каркасе. В верхней части каркаса расположена блочная конструкция испаритель — конденсатор, а внизу — насосное оборудование, арматура, средства автоматики и контроля.

На теплоходах применяют *утилизационные глубоковакуумные ВОУ серии Д* (рис. 12.11). Промышленность СНГ выпускает пять типоразмеров этих поверхностных установок. Основные параметры наиболее распространенных из них приведены в табл. 12.2.

Корпус 1 агрегата — сварной, медно-никелевый, цилиндрической формы. Два смотровых окна служат для наблюдения за процессом испарения, имеется штуцер для заливки реагентов в случае чистки испарителя. Встроенный в сухопарник 3 конденсатор 2 является двухходовым по охлаждающей воде теплообменником с прямыми

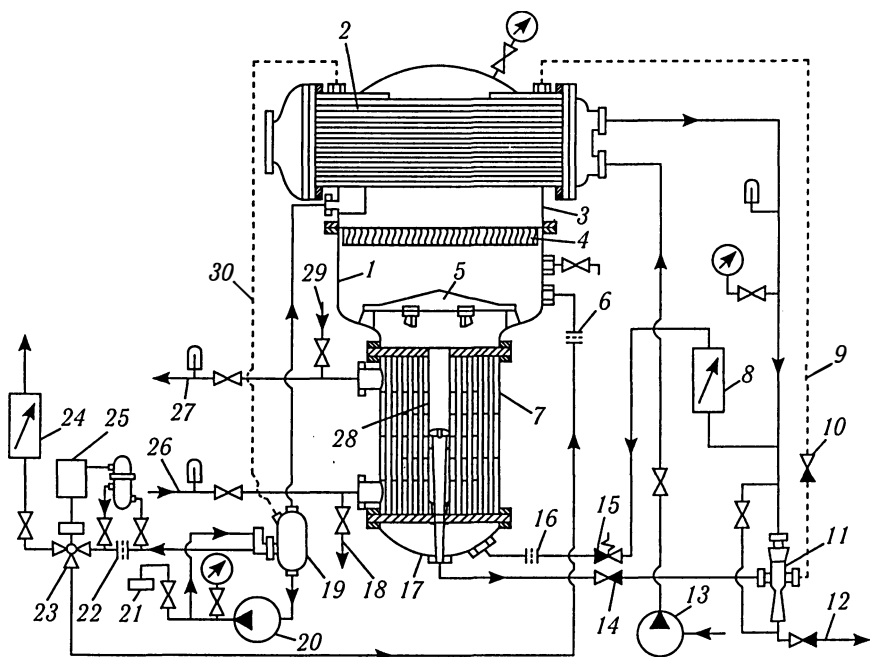


Рис. 12.11. Утилизационная глубоковакуумная ВОУ серии Д

Таблица 12.2

Параметр	Д-2У	Д-3У	Д-4У	Д-5У
Производительность ВОУ, т/сут	2,5-3,2	5-6	10-12,5	20-25
Общее солесодержание дистиллята по NaCl, мг/кг (не более)	8	8	8	8
Расход греющей воды, м <sup>3</sup> /ч	10-16	20-45	35-70	70-135
Подача заборной воды к конденсатору, м <sup>3</sup> /ч	20	35-40	55-62	90-100
Подача заборной воды на питание испарителя, м <sup>3</sup> /ч	0,53	1,05	2,08	4,16
Расход электроэнергии, кВт·ч	0,85	1,4	1,4	1,4
Масса сухой установки, кг	725	950	1620	2520

*Примечание.* Для всех ВОУ давление кипения в испарителе 7,5—9,8 кПа, коэффициент продувания 2—3, температура греющей воды 60—80°С.

мельхиоровыми трубками диаметром 16×1,5 мм, закрепленными в латунных трубных досках. Корпус сухопарника с конденсатором выполнен из нержавеющей стали, имеет патрубки для отвода паровоздушной смеси и дистиллята. Греющая батарея испарителя 7 состоит из пучка вертикальных прямых мельхиоровых труб диаметром 16×1,5 мм, развальцованных в латунных трубных досках. Наружный корпус испарителя изготовлен из нержавеющей стали. К нижнему фланцу испарителя крепится крышка-отстойник 17, через которую подводится питательная вода и отводится рассол. Для отделения капель рассола от вторичного пара в корпусе установлены отбойник 5 и жалюзийный сепаратор 4.

Внутренние поверхности корпуса испарителя и крышки отстойника, а также отбойник и сепаратор покрыты оловом для предотвращения заноса меди в получаемый дистиллят. Заборная вода подается в конденсатор центробежным насосом 13 либо поступает из системы охлаждения СЭУ. Часть выходящей из конденсатора воды направляется в качестве рабочей среды в рассольно-воздушный эжектор 11. Другая часть, равная примерно четырехкратной производительности ВОУ, поступает на питание испарителя. Невозвратно-запорный клапан 15 перекрывает подачу питательной воды в испаритель в случае снижения давления рабочей воды перед эжектором до 0,1 МПа, тем самым предохраняя испаритель от затопления. Дроссельная диафрагма 16 предназначена для ограничения подачи питательной воды в испаритель.

Греющая вода от дизеля поступает в межтрубное пространство испарителя по трубопроводу 26 и, пройдя между поперечными сегментными перегородками, возвращается в цикл СЭУ по трубопроводу 27. Морская вода движется внутри теплообменных труб



снизу вверх. В случае необходимости греющей средой в испарителе может быть пар, для подвода и отвода которого предназначены трубопроводы 29 и 18.

Полученный в конденсаторе дистиллят поступает в сборник 19. Сборник оборудован поплавковым регулятором уровня для пуска и остановки дистиллятного насоса 20 и сообщен с конденсатором уравнивающей трубой 30. Насос забирает дистиллят из сборника и направляет его к электромагнитному клапану 23. Из-за глубокого разрежения на всасывании насос 20 устанавливается под сборником дистиллята, тем самым предупреждая явление кавитации в нем. Клапан 23 управляет отводом дистиллята из установки. В зависимости от соледержания дистиллята этот клапан автоматически открывает ему доступ либо в цистерну сбора дистиллята, либо через дроссельную диафрагму 6 обратно в испаритель. Замеряют соледержание солемером 25, к которому дистиллят поступает благодаря установленной на отводном трубопроводе дроссельной диафрагме 22. Реле давления 21 обеспечивает остановку дистиллятного насоса в случае падения давления в нагнетательном трубопроводе ниже 0,05 МПа.

Неиспарившаяся морская вода (рассол) по отводной трубе 28, расположенной в центре пучка теплообменных труб испарителя, направляется к эжектору 11. Сюда же из конденсатора по трубопроводу 9 поступает паровоздушная смесь, которая вместе с рассолом отводится за борт. Невозвратно-запорные клапаны 10, 12 и 14 предотвращают попадание заборной воды в установку. Установка работает с коэффициентом продувания, равным трем.

Для уменьшения интенсивности накипеобразования ВОУ серии Д оборудованы системой ввода в испаритель противонакипной присадки (на рис. 12.11 не показана). В эту систему входят расходный бак присадки, фильтр и дозирующий клапан. Приготовленный в расходном баке раствор присадки в пресной воде проходит фильтр, дозирующий клапан и через патрубок в крышке 17 поступает в испаритель.

Производительность установки и расход питательной воды контролируются ротаметрами 24 и 8 соответственно. Установка оборудована и другими контрольно-измерительными приборами для замера вакуума в испарителе, давления нагнетания дистиллятного насоса, температуры греющей и питательной воды.

Уменьшение давления нагнетания дистиллятного насоса ниже допустимого и увеличение соледержания дистиллята выше паспортного значения оповещаются световой и звуковой сигнализацией.

Установку выводят на режим вручную, после чего требуется лишь периодический контроль за ее работой.

Производительность ВОУ серии Д, как и других утилизационных установок, зависит от температуры греющей воды  $t$  и ее расхода  $V$ , что иллюстрируется кривыми на рис. 12.12 для установки типа Д-4У. Колебание температуры греющей воды приводит к неустойчивости в работе ВОУ и увеличению солесодержания дистиллята.

Аналогичными установкам серии Д по устройству, принципу действия и режимным параметрам являются широко применяемые на судах ВОУ, выпускаемые датской фирмой «Атлас». Фирма изготавливает более 10 модификаций глубоковакуумных утилизационных установок типа APGU в диапазоне производительности 1—100 т/сут, а также разработала серию ВОУ типа AFCV-CC производительностью 10—100 т/сут, предназначенных для паротурбинных судов.

Датская фирма «Нирекс» выпускает адиабатные вакуумные опреснители с циркуляционным контуром рассола «Нирекс-Компакт» (рис. 12.13) в диапазоне производительности 10—60 т/сут. Установка отличается от других адиабатных ВОУ применением смесительного конденсатора 4 и пластинчатых теплообменников: подогревателя 2 рассола и охладителя 5 дистиллята.

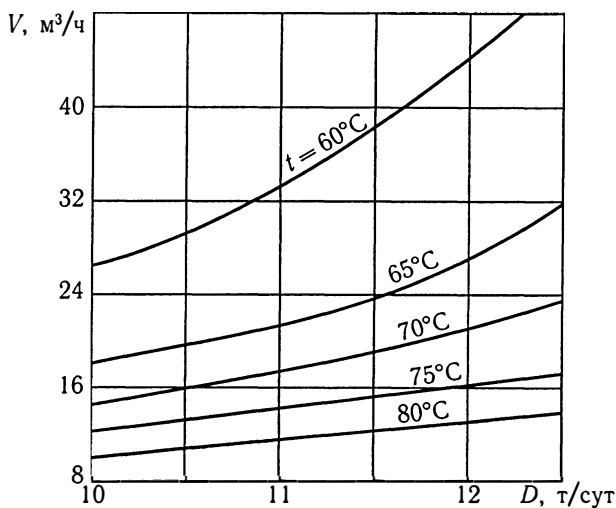


Рис. 12.12. Зависимость производительности  $D$  ВОУ от расхода и температуры греющей воды

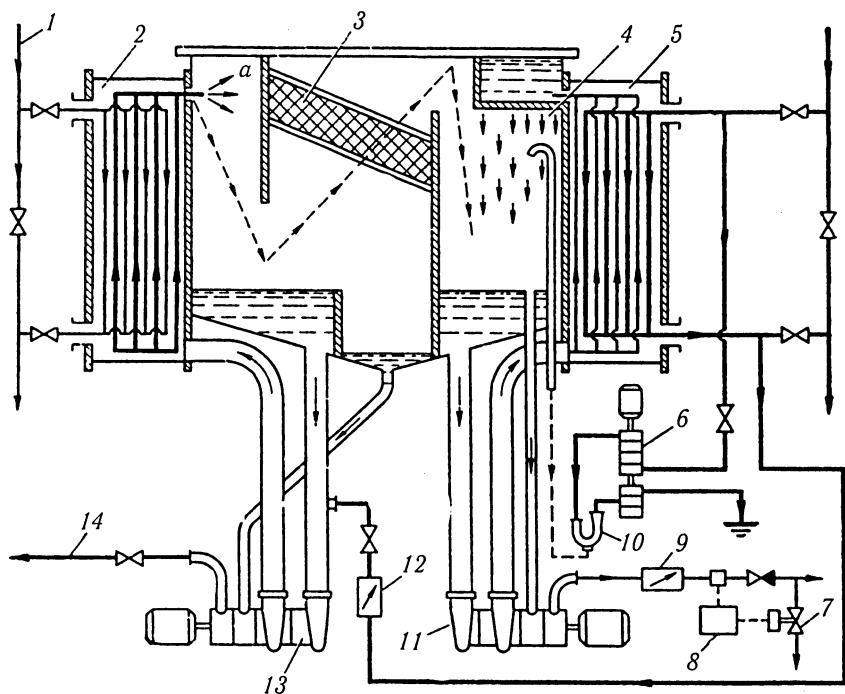


Рис. 12.13. Адиабатная ВОУ с циркуляционным контуром рассола «Нирекс-Компакт»

Движущийся в циркуляционном контуре рассол подогревается на  $6\text{--}9^\circ\text{C}$  в теплообменнике 2, греющей средой которого является поступающая от дизеля по трубопроводу 1 вода. Из теплообменника рассол попадает в камеру *a* испарения, где немногим более 1% его массы превращается во вторичный пар. Одна часть неиспарившегося рассола циркуляционной секцией сдвоенного насоса 13 снова направляется в подогреватель 2. Другая часть рассола из камеры испарения переливается в камеру сепаратора 3 и, соединившись с каплями отделившегося от вторичного пара рассола, направляется отводящей секцией насоса 13 по трубопроводу 14 за борт. В конденсаторе 4 вторичный пар конденсируется, соприкасаясь с охлаждающим дистиллятом, стекающим струйками через отверстия в днище расположенного сверху бачка.

Образовавшийся при конденсации вторичного пара дистиллят смешивается в конденсатосборнике конденсатора с охлаждающим

дистиллятом, стекает через сливную трубку и удаляется откачивающей секцией сдвоенного насоса 11 в цистерну опресненной воды. При этом дистиллят проходит через расходомер 9 и датчик солемера 8. В случае увеличения солесодержания дистиллят сбрасывается в льяла через электромагнитный клапан 7, открытие которого вызывает включение сигнализации.

Часть образовавшейся в конденсатосборнике смеси забирается циркуляционной секцией дистиллятного насоса 11 и направляется через пластинчатый охладитель 5 в бачок, а оттуда снова в конденсатор.

Проходя через теплообменник 5, дистиллят охлаждается на 6—9°C заборной водой. Часть подогретой на 4—6°C в этом теплообменнике заборной воды в качестве питательной через расходомер 12 направляется во всасывающую магистраль циркуляционной секции насоса 13.

Вакуум в установке создает гидравлический эжектор 10, рабочей средой в котором служит заборная вода, подаваемая эжекторным насосом 6. Отдельная ступень этого насоса предназначена для увеличения напора водовоздушной смеси, которая удаляется эжектором за борт.

Установка Нирекс-Компакт укомплектована световой и звуковой сигнализацией, а также контрольно-измерительной аппаратурой. Применение пластинчатых теплообменников позволило придать установке умеренные размеры.

Режим работы рассматриваемых ВОУ отличается устойчивостью. Содержание хлоридов в дистилляте составляет 3—9 мг/кг. Испарение морской воды происходит при температуре около 45°C.

Фирма «Нирекс» выпускает также поверхностные утилизационные вакуумные ВОУ, в которых в качестве испарителя и конденсатора применяются пластинчатые теплообменные аппараты «Де Лаваль». Морская вода в этих установках испаряется при температуре 45°C, коэффициент продувания составляет 4—5. Содержание хлоридов в дистилляте находится на уровне 6—9 мг/кг. Установки отличаются умеренными габаритами, которые для опреснителей производительностью 2—10 т/сут составляют: высота 1,5 м, глубина 0,56 м при ширине 1,05—1,4 м.

Французская фирма «ФЭБ Эксельсиор-Верке» и японская «Сасакура» производят адиабатные утилизационные вакуумные ВОУ с циркуляционным контуром рассола. Подогреватели рассола и конденсаторы вторичного пара этих установок — поверхностного

типа с круглыми трубками. Содержание хлоридов в получаемом дистилляте — до 12 мг/кг.

На некоторых паротурбинных танкерах СНГ установлена ВОУ типа П5К. Это вакуумная одноступенчатая установка с поверхностным испарителем. Греющая батарея испарителя состоит из горизонтальных плоскоовальных труб, погруженных в объем морской воды. Греющий пар циркулирует внутри этих труб, плоскоовальная форма которых способствует отделению накипи от поверхности нагрева при их деформации, вызываемой изменением разности наружного и внутреннего давлений. Остальные элементы установки в основном не отличаются от рассмотренных ранее. Производительность ВОУ П5К может быть 45—60 т/сут при расчетном давлении вторичного пара в испарителе 26 кПа, коэффициенте продувания испарителя 1,5. Солеосодержание по NaCl получаемого дистиллята — не более 5 мг/кг.

Малой чувствительностью к изменениям параметров пара, способностью к саморегулированию, малой интенсивностью отложения накипи на теплопередающих поверхностях, простотой и удобством обслуживания отличаются проточные многоступенчатые вакуумные адиабатные ВОУ серии М, основные параметры которых приведены в табл. 12.3. Эти установки выпускаются в СНГ и применяются на рыбопромысловых базах, пассажирских и некоторых транспортных судах для производства большого количества пресной воды при использовании дорогого источника теплоты — пара, получаемого в главных или вспомогательных котлах.

Таблица 12.3

Параметр	Индекс установки				
	М1	М2	М3	М4	М5
Производительность, т/сут	15	30	60	120	240
Число ступеней	2	2-3	3	4	5
Абсолютное давление греющего пара, кПа	63,8	63,8	73,6	73,6	83,4
Расход греющего пара, кг/ч	-	1000	1500	2500	4200
Удельный расход греющего пара, кг/кг	-	0,8	0,6	0,5	0,42
Расчетный расход пара на эжектор, кг/ч	70	80	100	200	300

Трехступенчатые установки МЗ (рис. 12.14) применяют на транспортных газотурбоходах типа «Капитан Смирнов». Испарение питательной воды (рассола) происходит в трех камерах (ступенях) I, II, III, расположенных в общем корпусе 3. Циркуляционный насос 5 через фильтр 6 подает 53 т/ч заборной воды последовательно через пучки труб всех трех конденсаторов вторичного пара, конденсатора 2 двухступенчатого эжектора 1 и парового подогревателя 15. На входе в конденсатор третьей ступени температура этой воды поддерживается равной 28°C. За счет теплоты конденсации вторичного пара температура питательной воды на выходе из конденсатора первой ступени достигает 58°C.

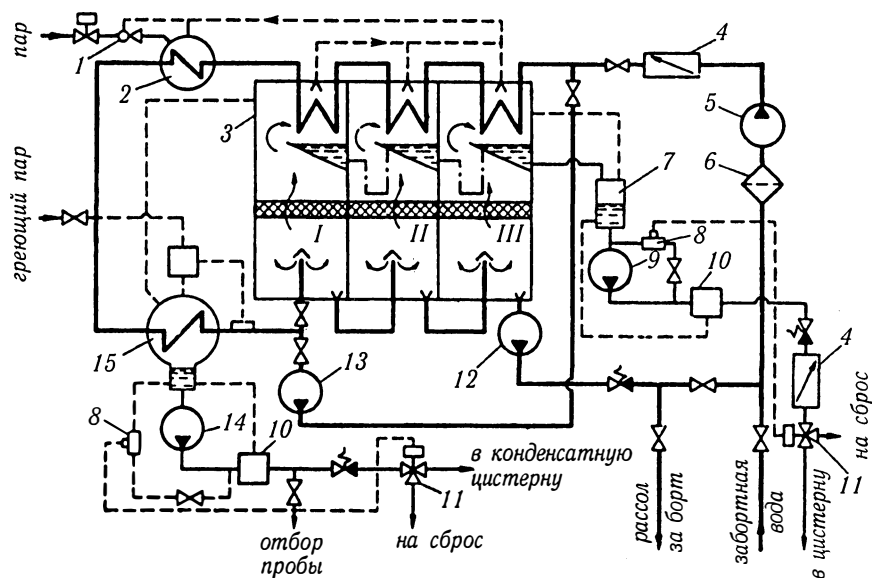


Рис. 12.14. Принципиальная схема трехступенчатой проточной адиабатной ВОУ МЗ

Греющий насыщенный пар поступает в подогреватель 15 питательной воды при абсолютном давлении 73,6 кПа в количестве 1500 кг/ч. Для регулирования температуры подогреваемой воды применяется терморегулятор. Рабочий пар поступает к паровоздушному эжектору 1 в количестве 100 кг/ч с давлением 500 кПа. Из подогревателя 15 заборная вода, нагретая до 75°C,

поступает в камеру *I* испарения, абсолютное давление в которой  $p = 26$  кПа, а соответствующая температура насыщения  $t_n = 65,8^\circ\text{C}$ , и частично испаряется. Неиспарившаяся вода (рассол) перетекает в камеру *II*, а затем в камеру *III* и также частично испаряется в них, так как абсолютное давление и температура насыщения в камере *II* ( $p = 17$  кПа,  $t_n = 56,6^\circ\text{C}$ ) ниже, чем в камере *I*, а аналогичные параметры в камере *III* ( $p = 9$  кПа,  $t_n = 43,7^\circ\text{C}$ ) ниже, чем в камере *II*. Таким образом, вторичный пар в установке получается вследствие организации поступления питательной воды в каждую камеру в состоянии перегрева по сравнению с температурой насыщения в ней.

Питательная забортная вода поступает в каждую камеру по двум патрубкам, на выходном конце которых установлены насадки, предназначенные для улучшения организации зеркала испарения.

Вакуум в камерах испарения поддерживается с помощью двухступенчатого пароструйного воздушного эжектора. Эжектор первой степени забирает паровоздушную смесь из подогревателя *15* и камер испарителя *3*. Часть этой смеси конденсируется в вакуумной полости конденсатора *2* и уходит в камеру *I* испарителя, а оставшаяся паровоздушная смесь забирается второй ступенью эжектора и подается в атмосферную полость конденсатора *2*, где конденсируется и далее поступает в судовую атмосферную емкость. Несконденсировавшаяся часть паровоздушной смеси из атмосферной полости конденсатора удаляется через специальный клапан в атмосферу. Для обеспечения необходимого перепада давлений в смежных камерах на трубопроводах рассола между ними установлены гидравлические затворы.

В верхней части каждой камеры испарения расположен конденсатор, предназначенный для конденсации вторичного пара, предварительно очищенного от капелек рассола в жалюзийном сепараторе. В результате разности давлений в конденсаторах образующийся в них дистиллят из камеры *I* через камеру *II* перетекает в камеру *III*, а оттуда в сборник *7* дистиллята. На трубопроводах, по которым дистиллят перетекает из первого конденсатора через второй в третий, также установлены гидравлические затворы, а на патрубках отвода воздуха — дроссельные клапаны.

Дистиллятный насос *9* подает дистиллят из сборника *7* через регулятор уровня *10* и расходомер *4* к электромагнитному переключательному клапану *11*, который, получая импульс от датчика солемера *8*, автоматически направляет дистиллят в цистерну пресной воды или на сброс. Аналогичная система защиты предусмотрена при откачивании насосом *14* конденсата греющего пара

из подогревателя 15. Регуляторы уровня в сборниках обеспечивают устойчивую работу насосов.

Установка МЗ рассчитана на приготовление 2,5 т/ч дистиллята с содержанием хлоридов не выше 3 мг/кг. Из камеры испарения III рассольным насосом 12 удаляется за борт 50,5 т/ч рассола с температурой 45°C. Таким образом, коэффициент продувания установки  $\varepsilon = 20$ . При низкой температуре забортной воды часть рассола может повторно подаваться во всасывающую магистраль циркуляционного насоса 5. Насос 13 обеспечивает циркуляцию химического раствора по замкнутому тракту забортной воды при химической очистке подогревателя 15. Для исключения подсоса воды и воздуха в установку при создании вакуума во время пуска и после вывода установки из действия на нагнетательном трубопроводе насосов 14 и 9 установлены подпружиненные невозвратно-запорные клапаны.

Поверхность охлаждения конденсаторов ступеней установки МЗ составляет  $22,2 \times 3 = 66,6$  м<sup>2</sup>, конденсаторов ступеней эжектора  $1,1 \times 2 = 2,2$  м<sup>2</sup>. Поверхность нагрева подогревателя 24,6 м<sup>2</sup>. Удельный расход электроэнергии на насосы 6 кВт·ч на 1 т приготовляемого дистиллята. Теплообменные поверхности подогревателя чистят через 2000 ч работы. Сигналом к чистке может служить снижение производительности установки на 10%.

Установки серии М автоматизированы и снабжены системами аварийной защиты, звуковой и световой сигнализацией.

## 12.10. Особенности эксплуатации установок

Современные ВОУ при их объеме автоматизации не требуют от обслуживающего персонала больших трудозатрат. Основное внимание при эксплуатации ВОУ уделяют выбору и поддержанию стабильного режима работы, обеспечивающего паспортные показатели по расходу энергии, количеству и качеству получаемого дистиллята.

Важным показателем температурного режима ВОУ является разность  $\Delta t$  между температурой греющей среды и температурой насыщения вторичного пара  $t_n$ , характеризующая состояние поверхности испарителя, действие эжектора, воздушную плотность системы и определяющая производительность установки. Увеличение  $\Delta t$  вследствие увеличения температуры греющей среды или уменьшения температуры (давления) вторичного пара приводит к росту



производительности установки. В то же время это способствует повышению влажности вторичного пара, а значит, солесодержания дистиллята. У вакуумных ВОУ с погружными нагревательными элементами ( $p_2 = 14 \div 46$  кПа) получаемый дистиллят удовлетворяет паспортным показателям при  $\Delta t \approx 25 \div 30^\circ\text{C}$ , у глубоковакуумных утилизационных установок ( $p_2 = 4 \div 9$  кПа) — при  $\Delta t = 20 \div 25^\circ\text{C}$ . Поддержание  $\Delta t$  в указанных пределах является одним из важнейших условий нормальной работы ВОУ. При значительном отложении накипи временно, до очистки поверхности нагрева, допускается некоторое увеличение  $\Delta t$  для поддержания заданной производительности установки.

При постоянной производительности ВОУ разность температур заборной воды на выходе из конденсатора  $t_2$  и на входе в него  $t_1$  характеризует расход этой среды; разность температур  $\delta t = t_n - t_2$  указывает на состояние теплообменной поверхности конденсатора, воздушной плотности системы, работу воздухоотсасывающего устройства; о расходе греющей воды судят по разности ее температур  $t_{\text{рв1}} - t_{\text{рв2}}$ ; условия теплообмена в утилизационном испарителе поверхностного типа характеризуются разностью температур  $0,5(t_{\text{рв1}} + t_{\text{рв2}}) - t_n$ , а условия теплообмена в подогревателе рассола адиабатных ВОУ — разностью  $0,5(t_{\text{рв1}} + t_{\text{рв2}}) - 0,5(t_{\text{р1}} + t_{\text{р2}})$ , где  $t_{\text{р1}}$  и  $t_{\text{р2}}$  — температуры рассола соответственно на входе и выходе из подогревателя.

Температуры  $t_{\text{рв1}}$ ,  $t_{\text{рв2}}$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_{\text{р1}}$ ,  $t_{\text{р2}}$  определяют при помощи термометров, температуры греющего и вторичного пара — с помощью таблиц по их абсолютному давлению.

Повышение давления (температуры) вторичного пара снижает экономичность ВОУ, качество производимого дистиллята и способствует образованию накипи, поэтому это давление следует поддерживать на уровне, обеспечивающем безнакипный режим и паспортную производительность установки.

Солесодержание дистиллята контролируют при помощи постоянно действующих солемеров, показания которых периодически проверяют в лаборатории, анализируя пробы отбираемого дистиллята. Помимо прочих факторов, солесодержание производимого дистиллята зависит еще от солесодержания и уровня рассола в испарителе, который, вскипая, может выбросить пену в паровое пространство. Исключить это явление можно правильной организацией и контролем режима питания и продувания ВОУ при помощи ротаметров, установленных на магистралях питательной воды и производимого дистиллята.

Замерив расход питательной воды и количество производимого дистиллята, находят и оценивают коэффициент продувания  $\epsilon$ , а затем по выражению (12.4) определяют солесодержание рассола.

В современных ВОУ теплоходов солесодержание по NaCl рассола в испарителе находится в пределах 40—45 г/кг, в установках паротурбинных судов этот параметр достигает 45—60 г/кг.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Какие способы опреснения морской воды вы знаете?
2. Как классифицируют судовые дистилляционные ВОУ?
3. Перечислите требования, предъявляемые к качеству дистиллята.
4. Объясните механизм накипеобразования в испарителях ВОУ.
5. Для чего осуществляют продувание испарителей ВОУ?
6. Назовите факторы, определяющие качество получаемого дистиллята.
7. Как оценивают экономическую эффективность ВОУ?
8. В чем особенность теплового расчета ВОУ?
9. Напишите уравнение теплового баланса испарителя одноступенчатой ВОУ поверхностного типа.
10. Приведите расчетную схему адиабатной ВОУ с циркуляционным контуром рассола.
11. Объясните конструктивную схему ВОУ серии Д.
12. Какое значение имеет многоступенчатый принцип выпаривания?
13. Назовите показатели температурного режима ВОУ.
14. Что происходит в установке при повышении давления вторичного пара?

## Глава 13. СУДОВЫЕ СПАСАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И СРЕДСТВА

### 13.1. Судовые шлюпбалки и лебедки

#### 13.1.1. Судовые шлюпбалки

Спуск спасательных средств на воду является наиболее сложным и ответственным этапом спасательной операции. Вываливание за борт и спуск на воду спасательных шлюпок осуществляются судовыми шлюпбалками.

Длительное время на судах применялись радиальные шлюпбалки. Процесс спуска был сложным, продолжительным и выполнялся вручную. За последнее время появилось значительное количество более эффективных конструкций шлюпбалок [22, 46].

Увеличение размеров спасательных шлюпок сделало необходимым механизировать операцию их вываливания за борт. Значительное количество конструкций шлюпбалок имеет общий признак — вращение стрелы при вываливании шлюпки осуществляется относительно горизонтальной оси, параллельной борту. Такие шлюпбалки получили название заваливающихся. Они бывают прямые, S-образные и серпообразные.

Вываливание стрел у этих шлюпбалок происходит при помощи винтового механизма, приводимого в действие вручную. Однако использование ручного привода увеличивало продолжительность спасательной операции и снижало ее эффективность. Поэтому были сформулированы новые требования к эксплуатации судовых шлюпбалок.

В частности вываливание шлюпок за борт и спуск их должны осуществляться независимо от судовых источников энергии с использованием при этом только силы веса.

Конструкция и прочность шлюпбалок должны быть рассчитаны на выполнение спасательных операций при крене судна до  $20^\circ$  на любой борт и дифференте до  $10^\circ$ . Спуск шлюпки на воду и ее освобождение от шлюпочных талей должны выполняться одним человеком. Время осмотра и обслуживания шлюпбалок должно быть минимальным. Спусковое устройство должно надежно работать при обмерзании.

Всем перечисленным требованиям в наибольшей степени удовлетворяют гравитационные шлюпбалки. Среди них скатывающаяся

шлюпбалка размещается обычно на двух палубах. Стрела изменяет свое положение при перемещении катков по направляющим. Сначала она движется поступательно. После того как первый каток попадает на криволинейный участок направляющей, движение стрелы становится вращательно-поступательным. У склоняющейся шлюпбалки стрела также совершает вращательно-поступательное движение, которое определяется формой направляющих, по которым перемещаются катки стрелы.

Эти типы шлюпбалок также имеют существенный недостаток, связанный с перемещением катков в частично замкнутых направляющих. Заклинивание катков может быть вызвано обмерзанием, загрязнением и коррозией направляющих.

Наиболее надежными являются шарнирные шлюпбалки. Они бывают одно- и двухшарнирными.

На рис. 13.1 показана схема двухшарнирной гравитационной шлюпбалки [64]. Она состоит из станины, стрелы, рычага, подвески, бортблоков, лопаря, стопора, направляющих шкивов и других деталей.

Станина трубчатой конструкции сварена из стойки, укосины и двух раскосов. В средней части станины расположен стопор стрелы шлюпбалки. В ноке предусмотрен направляющий шкив. Станина опирается на фундамент.

Стрела имеет сварную коробчатую конструкцию. В нижней части со стороны станины на стреле закреплены проушина стопора и подкильный кронштейн, в средней части с внешней стороны закреплены бортблоки и обух для крепления талрепа найтова. В верхней части с обеих сторон стрелы нок имеет направляющие шкивы и неподвижный рог, служащий для крепления подвески по походному. Подвеска состоит из подвижного блока, отрезка цепи и скобы для соединения с рогом шлюпбалки.

Шлюпка опирается на подкильный кронштейн, бортблоки и крепится по походному на шлюпбалке с помощью найтовок. Отдача найтовок и освобождение стрелы от стопора заблокированы и производятся одновременно. Каждая шлюпка обслуживается двумя шлюпбалками.

Если шлюпка находится в положении по походному, то проушина одношкивной подвески висит на роге стрелы шлюпбалки, воспринимая всю нагрузку от веса шлюпки. Для вываливания шлюпки, после отдачи стопоров, потравливают лопари обеих шлюпбалок. При вываливании стрелы придерживаются лопарями; в последний

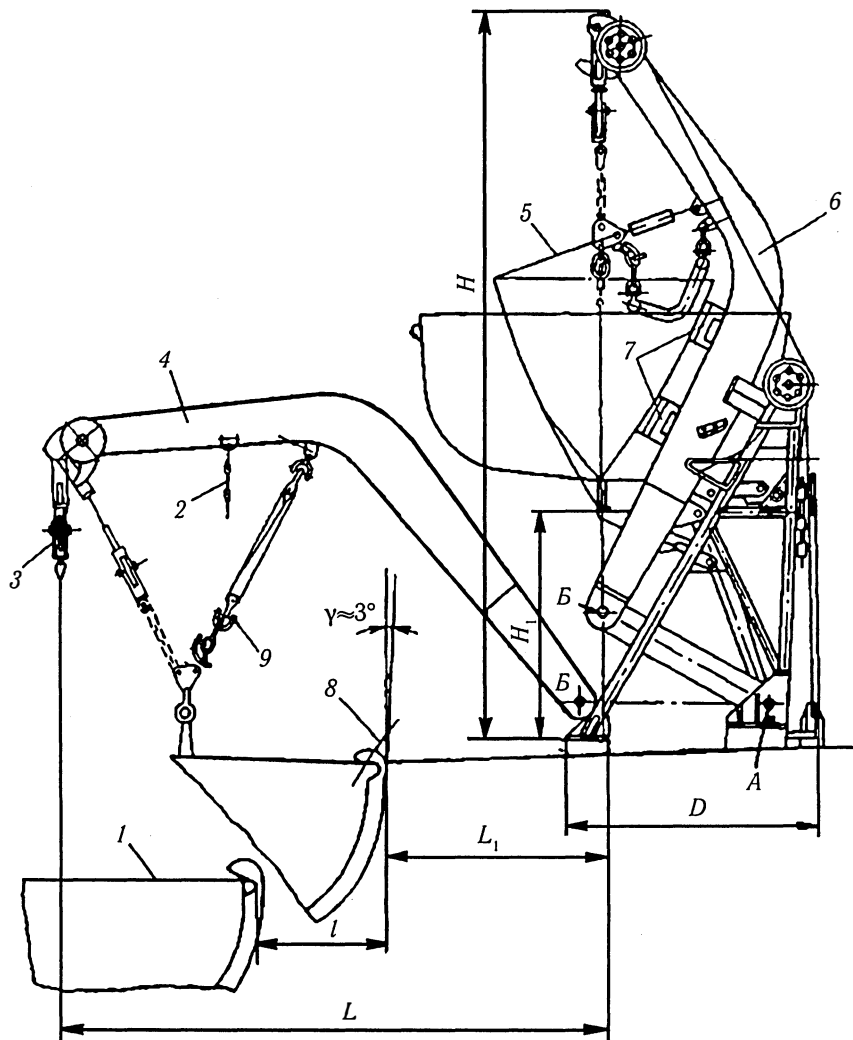


Рис. 13.1. Схема двухшарнирной гравитационной шлюпбалки для шлюпки вместимостью 36 чел.:

1 — спасательная шлюпка; 2 — спасательный канат; 3 — подвеска; 4 — стрела в крайнем положении; 5 — найтов; 6 — стрела в положении по-походному; 7 — бортблоки; 8 — сход шлюпки со шлюпбалок; 9 — приспособление для подтягивания шлюпки

момент вываливания они удерживаются в крайнем положении тягой (ограничителем). Вываливание в рассматриваемом случае представляет собой два последовательных наклонения шлюпбалки — сначала вокруг заднего *А*, затем вокруг переднего *Б* шарниров. Проушины подвесок постепенно сходят с рогов и, когда шлюпбалки полностью вывалены, повисают на лопарях; дальнейшее потравливание лопарей обеспечивает спуск шлюпки. Подъем шлюпки и заваливание происходят в обратном порядке.

Для прижатия шлюпки к борту судна на время посадки людей со шлюпочной палубы шлюпбалки оснащают подтягивающими устройствами различных конструкций. Одна из них показана на рис. 13.2. К обуху *6* на шлюпбалке *7* скобой *5* прикреплен неподвижный блок *4* талей. Ходовой конец лопаря *9* талей пропущен через утки *8* на подвижном блоке *3* талей. Для вооружения подтягивающего устройства к обуху подвижного блока талей прикреплено скобой удлиненное звено глаголь-гака *2*, в который заложена спинка скобы, заведенной штырем в концевое звено *1* цепи шлюп-талей, которое заложено за подъемный гак *10* шлюпки. Выбирая ходовой конец лопаря талей, плотно прижимают шлюпку к борту судна на уровне шлюпочной палубы.

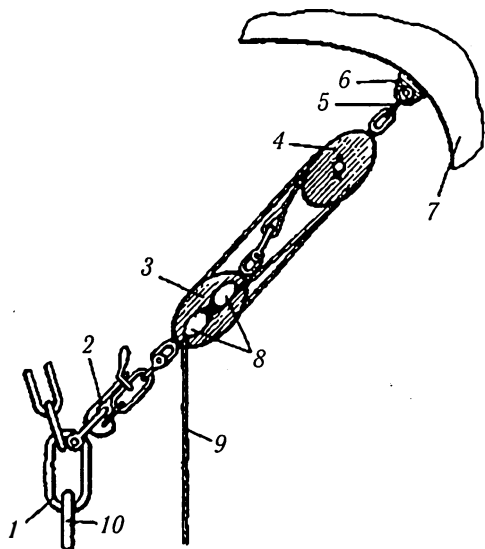


Рис. 13.2. Схема подтягивающего устройства

В конструкциях многих шлюпочных устройств предусмотрены подтягивающие устройства, автоматически прижимающие шлюпку к борту, когда при спуске она окажется на уровне ботдека.

На рис. 13.3 показана схема одношарнирной шлюпбалки. Ее конструкция проще. Принцип работы аналогичен двухшарнирной шлюпбалке. Поворот стрелы из походного положения *б* в крайнее *з* происходит вокруг одного шарнира *А*. Эта шлюпбалка имеет большие размеры по сравнению с двухшарнирной шлюпбалкой.

Основные характеристики шарнирных шлюпбалок приведены в табл. 13.1.

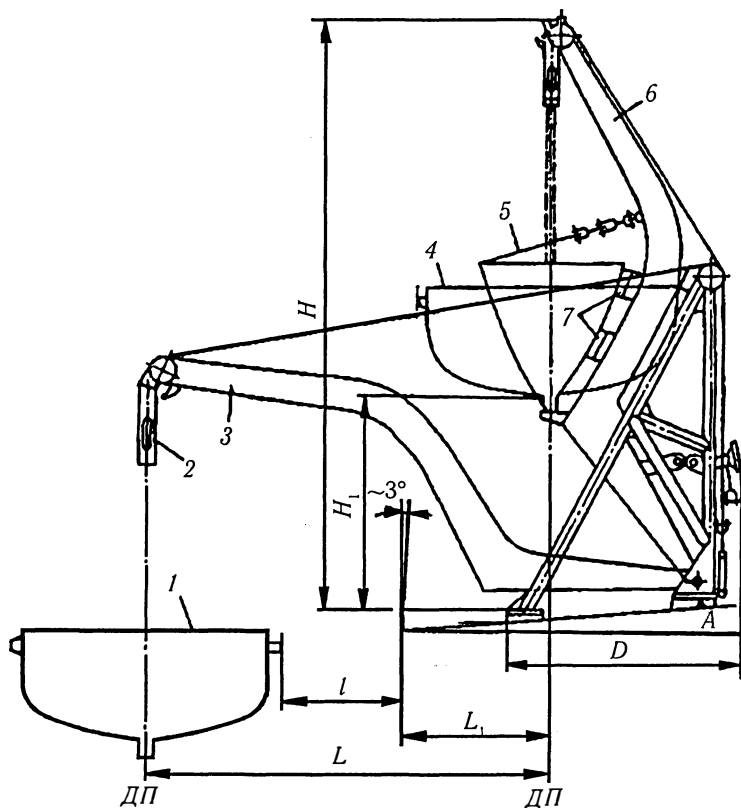


Рис. 13.3. Шлюпбалка гравитационная одношарнирная:

- 1 — спасательная шлюпка; 2 — подвеска; 3 — стрела в крайнем положении;  
4 — шлюпка по-походному; 5 — найтов; 6 — стрела в положении по-походному;  
7 — бортблоки

## Основные характеристики гравитационных шлюпбалок

Тип шлюпбалки	Тип шлюпки, обслуживаемой шлюпбалкой	Номинальная грузоподъемность $P_{ном}$ , кг	Количество людей, допускаемых к посадке в шлюпку		Размеры, мм					
			при спуске	при подъеме	$H$	$H_1$	$L$	$L_1$	$l$	$D$
Одношарнирные шлюпбалки										
Ш6Ш2,5	СШП-13/10	2500	10	2	4350	1800	2750	1120	640	1600
Ш6Ш4	СШП-25/24	4000	24	2	5200	2000	3300	1340	780	1950
Ш6Ш6,3	СШПР-36	6300	36	2	6040	1590	3870	1420	1200	2340
Ш6Ш8	СШПМ-61	8000	61	3	6920	2540	4500	1870	980	2470
Двухшарнирные шлюпбалки										
Ш62Ш2	СШП-13	2000	10	2	3540	1325	2820	1120	715	1685
Ш62Ш2,5	СШП-13/10	2500	10	2	3770	1540	3000	1290	740	1830
Ш62ША3,15	СШП-25/24	3150	24	2	3640	1450	2800	1235	550	1450
Ш62Ш4	СШП-25/24	4000	24	2	4170	1400	3150	1300	680	1725
Ш62Ш5*	СШАМ-30, СШРА-36	5000	30-36	2	4885	1600	3650	1450	890	1700
Ш62Ш6,3*	СШПР-36, СШАТМ-30	6300	30-36	2	-	-	3660	1410	1000	-
Ш62Ш8*	СШАМ-51, СШАР-55, СШПМ-61, СШПР-63	8000	51-63	3	5660	1940	4220	1790	820	2100
Ш62Ш16*	СШПМ-90	16000	90	5						

\* Имеют приспособление для подтягивания шлюпки к борту судна.



### 13.1.2. Шлюпочные лебедки

В качестве механизмов, обслуживающих спасательные и шлюпочные устройства, используют шлюпочные лебедки. Они должны обеспечивать спуск на воду и подъем спасательной шлюпки с находящимися в ней пассажирами и командой.

По роду привода шлюпочные лебедки делятся на ручные и моторные. Ручные лебедки применяются на тяговое усилие до 8 кН (800 кгс) и используются весьма редко.

Спасательные шлюпки имеют значительную массу, поэтому для их спуска и подъема применяют шлюпочные лебедки с электрическим приводом.

На рис. 13.4 показана электрическая шлюпочная лебедка типа ЛШ [64]. Она широко применяется на судах отечественной постройки. Кинематическая схема лебедки показана на рис. 13.5. Из этой схемы видно, что для приема ходовых концов лопарей, поступающих с направляющих блоков, у лебедки имеется консольный гладкий барабан 11, разделенный диафрагмой на две части и предназначенный для навивки лопарей в четыре слоя. Барабан получает вращение от электродвигателя 1 через редуктор 3 с зубчатой передачей 10. Редуктор трехступенчатый цилиндрический. Кроме передачи вращения барабану, он предназначен для передачи вращения от барабана 11 валу 14 тормоза. По линии разъема корпуса редуктора установлены валы грузовой 12 и промежуточный 13 на подшипниках качения. Выходные концы валов уплотнены армированными манжетами. На валу электродвигателя и моторном валу 15 редуктора смонтирована центробежная двухколодочная муфта, обеспечивающая надежное разобщение электродвигателя от вала редуктора при спуске шлюпки.

На консольном конце тормозного вала 14 смонтирована тормозная коробка, состоящая из роликовой муфты 8 свободного хода с ручным ленточным тормозом и центробежного скоростного тормоза 9. Внешняя обойма муфты свободного хода 8 служит шкивом ленточного тормоза и рычага с грузом 7.

Гравитационный спуск шлюпки (спуск под действием собственной массы) производится освобождением ленточного тормоза непосредственно рычагом 7 тормозной колодки или рычагом дистанционного поста управления. Кроме электрического привода, лебедка имеет ручной 6 с рукояткой переключателя 4.

С помощью ручного привода 6 можно производить при неработающем электродвигателе 1 подъем шлюпки с полным снабжением

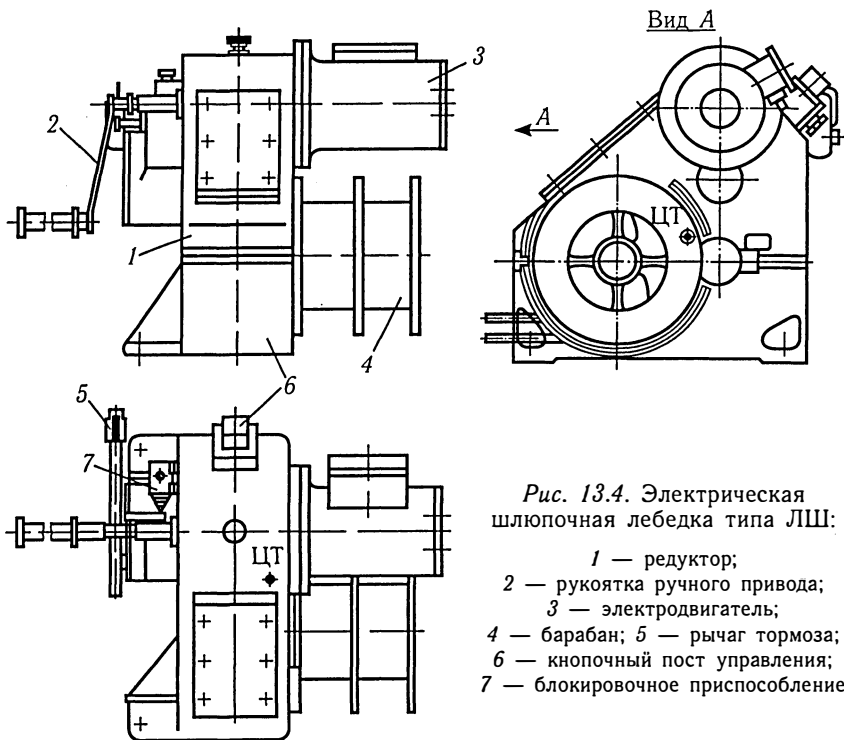


Рис. 13.4. Электрическая шлюпочная лебедка типа ЛШ:

- 1 — редуктор;  
 2 — рукоятка ручного привода;  
 3 — электродвигатель;  
 4 — барабан; 5 — рычаг тормоза;  
 6 — кнопочный пост управления;  
 7 — блокировочное приспособление

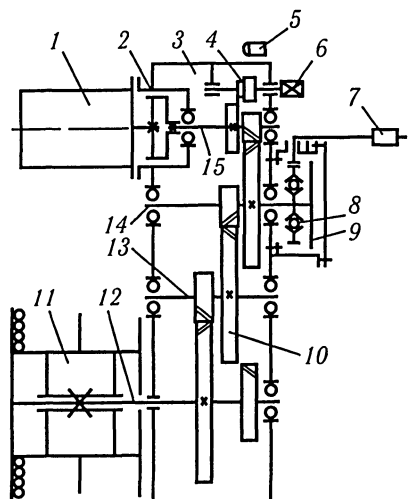


Рис. 13.5. Кинематическая схема лебедки типа ЛШ:

- 1 — электродвигатель;  
 2 — центробежная муфта; 3 — редуктор;  
 4 — рукоятка переключателя;  
 5 — блокировочное приспособление;  
 6 — ручной привод; 7 — рычаг с грузом;  
 8 — роликовая муфта; 9 — центробежный  
 скоростной тормоз;  
 10 — зубчатая передача;  
 11 — барабан; 12 — грузовой вал;  
 13 — промежуточный вал;  
 14 — вал тормоза; 15 — моторный вал

без людей, а также вращать барабан 11 лебедки на спуск для вытравливания ненагруженных лопарей.

При установке рукоятки ручного привода 6 для работы на подъем блокировочное приспособление 5 утапливает кнопку конечного выключателя, размыкающего цепь управления электродвигателем, и блокирует рукоятку 7 ленточного тормоза — это исключает возможность спуска шлюпки. При установке рукоятки ручного привода 6 для работы на спуск блокировочное приспособление 5 освобождает кнопку конечного выключателя, но не блокирует рукоятку 7 ленточного тормоза.

Во избежание возможности ошибочной установки рукоятки ручного привода 6 на спуск при подвешенной шлюпке рукоятка снабжена храповыми скосами, которые выталкивают ее из зацепления с моторным валом 15 при вращении последнего под действием массы шлюпки.

Электродвигатель лебедки переменного тока 220/380 В асинхронный, с коротко замкнутым ротором, водозащищенный; горизонтальным фланцем и болтами он соединен с корпусом редуктора. Ступица центробежной муфты 2 с колодками закреплена на валу электродвигателя 1.

Шлюпочная лебедка имеет выносной пост управления, установленный на палубе судна. Кроме указанного поста, имеется пост дистанционного управления из шлюпки, который дает возможность непрерывно управлять ленточным тормозом 7 лебедки в течение всего спуска шлюпки.

Управление электродвигателем 1 лебедки при подъеме шлюпки производится с помощью кнопочного поста, установленного непосредственно на лебедке или на выносном посту управления.

Шлюпочную лебедку устанавливают на палубе судна так, чтобы оператор мог видеть шлюпку во время спуска и таким образом управлять всей операцией спуска с помощью тормозной (безопасной) рукоятки.

Такие лебедки стандартизованы, их применяют в комплексе с заваливающимися и гравитационными шлюпбалками. Шлюпочные лебедки изготавливаются промышленностью на тяговое усилие, кН (кгс) (в двух лопарях у барабана при заваливании и вываливании шлюпбалок со шлюпкой): 35 (3500); 50 (5000); 80 (8000); 120 (12000). Они обеспечивают скорость травления лопарей в среднем слое 60 м/мин и скорость спуска в среднем слое 30 м/мин. Средняя скорость подъема шлюпки составляет 5 м/мин.

Основные характеристики шлюпочных лебедок приведены в таблицах 13.2 и 13.3.



Таблица 13.3

**Основные характеристики шлюпочных лебедок  
с электрическим приводом для дежурных  
спасательных шлюпок**

Тип лебедки	Номинальная грузоподъемность пары шлюпбалок $P_{ном}$ , кГ	Тяговое усилие шлюпочной лебедки, кГ			Суммарное натяжение в лопарях на барабане лебедки, кГ		Диаметр каната $d$ , мм	Канатоемкость барабана лебедки $L$ , м	Скорость подъема шлюпки на среднем слое навивки лопаря на барабане лебедки $v_n$ , м/мин	Скорость спуска шлюпки на среднем слое навивки лопаря на барабане лебедки $v_{сп}$ , м/мин
		при подъеме шлюпки со снабжением и с командой $S_{пк}$	при заваливании шлюпки со снабжением и командой $S_{зав}$	при подъеме шлюпки со снабжением и полным количеством пассажиров $S_{пп}$	при вываливании шлюпки со снабжением и полным количеством пассажиров $S_{выв}$	при спуске шлюпки со снабжением и с полным количеством пассажиров $S_{сп}$				
1	5000 6300	2000	4000	4000	5000	2800	19,5	40 60	Не менее 10	18-30
2	8000 10000	3200	6300	6300	8000	4500	24,0	60	Не менее 10	18-30

Для выбора шлюпочной лебедки необходимо знать тяговое усилие шлюпочной лебедки при подъеме, заваливании и спуске шлюпки; рабочую (потребную) длину каждого лопаря, навиваемого на барабан лебедки, род тока и напряжение судовом электростанции.

Ниже приведена последовательность определения этих величин применительно к гравитационным шлюпбалкам.

Критерием при выборе шлюпочной лебедки являются следующие параметры (см. табл. 13.2 и 13.3):

— нагрузка  $P_{ном}$ , приложенная к подвескам шлюпбалок и определяемая для шлюпки со снабжением и с полным количеством людей (на каждую шлюпбалку действует нагрузка, равная  $0,5P_{ном}$ );

— тяговые усилия  $S_{пк}$ ,  $S_{зав}$ ,  $S_{пп}$ ,  $S_{выв}$ ,  $S_{сп}$  шлюпочной лебедки, соответствующие наибольшим для данной лебедки нагрузкам при работе шлюпбалок в одноименных режимах ( $S_{зав}$  — усилие, действующее кратковременно и обеспечиваемое за счет перегрузочной

способности двигателя лебедки;  $S_{\text{нп}}$  — усилие, обеспечиваемое ручным приводом лебедки или электродвигателем лебедки, обслуживающей дежурную спасательную шлюпку);

— диаметр каната (лопаря)  $d$ . При диаметре до 24 мм включительно используют канаты с пределом прочности проволок 160 кГ/мм<sup>2</sup> (ГОСТ 3071-66), при больших диаметрах — с пределом прочности 170 кГ/мм<sup>2</sup>;

— канатоемкость барабана шлюпочной лебедки  $L$ , которая не должна быть меньше установленной правилами Регистра применительно к данному проекту судна;

— наибольшая скорость  $v_{\text{сп}}$  спуска шлюпки со снабжением и полным количеством пассажиров, которая не должна превышать 30 м/мин, а скорость спуска шлюпки со снабжением и командой (при нагрузке  $0,52P_{\text{ном}}$ ), должна быть не менее 18 м/мин.

Рабочая нагрузка  $P$  на пару шлюпбалок при вываливании, спуске и кратковременном подъеме.

Рабочая (потребная) длина  $l_p$  каждого лопаря, навиваемого на барабан лебедки.

Определив значения  $P$ ,  $S_{\text{зав}}$  и  $l_p$ , выбирают лебедки согласно данным табл. 13.2 и 13.3. Лебедка считается приемлемой и удовлетворяющей расчетным данным, если: рабочая нагрузка  $P$  не будет превышать номинальную грузоподъемность пары шлюпбалок и будет распределяться между шлюпбалками поровну, а усилие заваливания  $S_{\text{зав}}$  не будет превышать  $0,63P_{\text{ном}}$  и, наконец, если рабочая длина лопаря  $l_p$  не будет превышать канатоемкость барабана  $L$ .

Если лебедка не удовлетворяет параметрам  $P$  и  $S_{\text{зав}}$ , то принимают лебедку ближайшей большей грузоподъемности по типовому ряду. Если не удовлетворяет канатоемкость лебедки, т.е. на барабане лебедки типового ряда не размещается лопарь необходимой длины, то устанавливают барабан с необходимой канатоемкостью и производят проверку прочности грузового вала и других элементов лебедки.

При выборе лебедки необходимо учитывать, что каждая шлюпочная лебедка может комплектоваться только со шлюпбалками, имеющими одну из двух соответствующих номинальных грузоподъемностей (см. табл. 13.2 и 13.3).

Ниже приведем методику расчета основных характеристик шлюпочных лебедок [64].

Исходными данными являются следующие параметры:

— рабочая нагрузка  $P$  (на пару шлюпбалок) в канатах на барабане лебедки при вываливании, спуске и кратковременном подъеме

шлюпки с полным снабжением и расчетным количеством людей

$$P = P_{\text{ном}}, \text{ кГ};$$

— скорость  $v_T$  травления канатов с барабана, ограниченная скоростным тормозом, м/мин;

— скорость  $v_{\text{сп}}$  спуска шлюпки, м/мин;

— средняя скорость  $v_{\text{ср}}$  выбирания канатов электродвигателем, м/мин;

— средняя скорость  $v_p$  подъема шлюпки, м/мин;

— диаметр каната (лопаря)  $d$ , мм;

— полная рабочая длина каната  $l_p$ , наматываемого на барабан, м.

Определение основных расчетных величин. Канатоемкость барабана определяют исходя из конструктивно заданных величин: диаметра, длины барабана и диаметра его реборд. Барабан лебедки по длине разделен ребордой на две равные части. Диаметр барабана  $D_6$  лебедки принимают

$$D_6 = (20 \div 24)d. \quad (13.1)$$

Элементы барабанов лебедок приведены в табл. 13.4. Длину  $L_6$  каждой части барабана принимают в первом приближении в пределах

$$L_6 = (10 \div 15)d. \quad (13.2)$$

Диаметр реборд

$$D_p = D_{64} + 5d, \quad (13.3)$$

где  $D_{64}$  — диаметр навивки каната (лопаря) на четвертом слое.

Таблица 13.4

### Основные характеристики барабанов лебедок

Элементы барабана	Диаметр $d$ стального каната (лопаря), мм					
	11	13	15,5	19,5	26,5	30,5
Диаметр $D_6$ , мм	270	290	330	410	500	610
Длина $L_6$ , мм	274	300	314	534	750	852
Шаг навивки каната $t$ , мм	$1,05d$	$1,05d$	$1,05d$	$1,05d$	$1,05d$	$1,05d$
Число слоев каната, навиваемых на барабан	4	4	4	4	4	4
Диаметр реборд $D_p$ , мм	420	450	515	645	790	975

Количество слоев  $n$  наливки канатов (лопарей) на барабан равно четырем, а количество запасных витков на первом слое — трем. Расчет канатоемкости барабана ведут для каждого слоя наливки (рис. 13.6):

$$l_n = \frac{L_6 - d}{t} \pi D_{6n}, \quad (13.4)$$

$$D_{6n} = D_{61} - 1 + 2d,$$

где  $t = 1,05d$  — шаг наливки каната на барабан.

Суммарная длина каната (лопаря) при наливке в четыре слоя

$$l_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^{i=n} l_i; \quad (13.5)$$

рабочая длина каната (лопаря) при наливке в четыре слоя

$$l_{\text{раб}} = l_{\text{общ}} - l_{\text{зап}} > l_{\text{потр}}, \quad (13.6)$$

где  $l_{\text{зап}} = 3\pi D_{61}$  — длина трех запасных витков наливки на первом слое;  
 $l_{\text{потр}}$  — потребная длина лопаря.

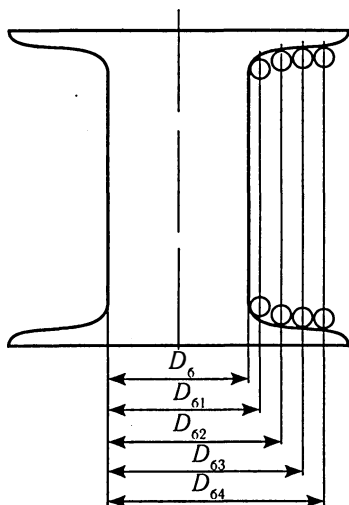


Рис. 13.6. Расположение наливки каната на барабане лебедки



Редуктор лебедки имеет грузовую, промежуточную, моторную передачи и передачу ручного привода (рис. 13.5). Для каждой из передач определяют передаточные числа (ориентировочно они могут быть приняты по табл. 13.5).

Коэффициенты полезного действия передач лебедки ориентировочно могут быть приняты следующими: зубчатой пары и муфты — 0,98; подшипников качения — 0,99; барабана — 0,96; моторной передачи  $\eta_1 = 0,96$ ; промежуточной передачи  $\eta_2 = 0,94$ ; грузовой передачи  $\eta_3 = 0,96$ ; барабана с подшипниками  $\eta_4 = 0,94$ ; лебедки при работе электродвигателем  $\eta_{\text{общ}} = 0,81$ ; ручного привода  $\eta_5 = 0,96$ ; лебедки при работе ручным приводом  $\eta'_{\text{общ}} = 0,78 \div 0,76$ .

Таблица 13.5

Передаточные числа  $i$  редукторов шлюпочных лебедок типа ЛШ (рис. 13.5)

Характеристики передачи		Суммарное тяговое усилие в канатах, кг					
		1000	1600	2500	4000	6300	10000
Моторная	$z_1$	26	26	23	23	24	25
	$z_2$	89	89	109	109	99	123
	$m_n$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4
	$i_1$	3,42	3,42	4,75	4,75	4,125	4,92
Промежуточная	$z_3$	21	21	20	20	19	25
	$z_4$	111	111	103	103	129	173
	$m_n$	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4
	$i_2$	5,29	5,29	5,15	5,15	6,8	6,93
Грузовая	$z_5$	21	21	17	17	16	16
	$z_6$	104	104	83	93	84	83
	$i_3$	4,95	4,95	4,89	5,47	5,25	5,19
	$m_n$	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	1,0
Ручная	$z_7$	-	48	-	-	-	-
	$z_8$	-	158	-	-	-	-
	$m_n$	-	2,5	-	-	-	-
	$i_4$	-	3,29	-	-	-	-
Общее передаточное число при работе с электродвигателем $i_{\text{общ}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$		89,7	89,7	119,5	133,8	147	1764
Передаточное число от барабана к тормозному валу $i_T = i_2 \cdot i_3$			27,5			29,1	

Крутящие моменты определяют для двух случаев: при подъеме шлюпки и ее спуске.

*1-й случай.* При подъеме шлюпки с полной нагрузкой  $P$  на четвертом слое навивки на барабане (для расчета на прочность)

$$M_6 = \frac{PD_{64}}{2}; \quad (13.7)$$

момент на грузовом валу 12

$$M_0 = \frac{M_6}{\eta_4}; \quad (13.8)$$

момент на промежуточном валу 13

$$M_1 = \frac{M_0}{i_3 \eta_3}; \quad (13.9)$$

момент на тормозном валу 14

$$M_2 = \frac{M_1}{i_2 \eta_2}; \quad (13.10)$$

момент на моторном валу 15

$$M_3 = \frac{M_2}{i_1 \eta_1}; \quad (13.11)$$

*2-й случай.* При травлении канатов при полной нагрузке с четвертого слоя навивки грузового барабана 11

$$M_6 = \frac{PD_{64}}{2};$$

момент на грузовом валу 12

$$M'_0 = M_6 \eta_4; \quad (13.12)$$

момент на промежуточном валу 13

$$M'_1 = \frac{M'_0}{i_3} \eta_3; \quad (13.13)$$

момент на тормозном валу 14

$$M'_2 = \frac{M'_1}{i_2} \eta_2; \quad (13.14)$$

момент на моторном валу 15

$$M'_3 = \frac{M'_2}{i_1} \eta_1; \quad (13.15)$$

Сначала находят число оборотов валов при выборе, затем при травлении канатов (лопарей) с усилием  $P$ .

При выборе лопарей число оборотов в минуту грузового вала (барабана)

$$n_6 = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{общ}}}; \quad (13.16)$$

промежуточного вала 13

$$n_1 = n_6 i_3; \quad (13.17)$$

тормозного вала 14

$$n_2 = n_1 i_2; \quad (13.18)$$

моторного вала 15

$$n_3 = n_{\text{дв}}; \quad (13.19)$$

вала ручного привода 6

$$n_4 = \frac{60v}{2\pi R} \leq 30, \quad (13.20)$$

где  $n_{\text{дв}}$  — число оборотов двигателя в минуту (табл. 13.6);

$v = 1,0$  м/сек — окружная скорость на рукоятке ручного привода;

$R$  — радиус рукоятки, м.

При травлении лопарей число оборотов в минуту грузового вала (барабана)

$$n_6 = \frac{v_{\tau}}{\pi D_4}, \quad (13.21)$$

где  $v_{\tau} = 60$  м/мин — скорость травления лопаря при спуске шлюпки;

промежуточного вала 13

$$n'_1 = n'_6 i_3; \quad (13.22)$$

Таблица 13.6

Основные характеристики электродвигателей переменного тока напряжением 220/380 В для шлюпочных лебедок

Характеристики	Номинальное тяговое усилие лебедки, кГ					
	1000	1600	2500	4000	6300	10000
Тип двигателя	МАП112-6	МАП112-6	МАП211-6	МАП211-6	МАПЗП-6	МАП311-6
Номинальная мощность, кВт	2,2	2,2	4,0	7,5	8,0	15,0
Частота вращения, об/мин	880	880	905	805	895	910

тормозного вала 14

$$n'_2 = n'_1 i_2; \quad (13.23)$$

моторного вала 15

$$n'_3 = n'_2 i_1; \quad (13.24)$$

Скорость выбирания канатов определяют при работе двигателя и ручного привода.

Средняя скорость выбирания канатов (лопарей) при подъеме шлюпки электродвигателем

$$v_{\text{ср}} = \frac{\pi D_{62} n_{\text{лв}}}{i_{\text{общ}}}; \quad (13.25)$$

скорость подъема шлюпки

$$v_n = \frac{v_{\text{ср}}}{K_T} \text{ м/мин}, \quad (13.26)$$

где  $K_T = (2-4)$  — кратность шлюпочных талей.

Средняя скорость выбирания канатов ручным приводом

$$v'_{\text{ср}} = \frac{\pi D_{62} n_4}{2i_p}, \quad (13.27)$$

где  $i_p$  — общее передаточное число при работе ручным приводом.

Наибольшая потребная мощность на валу электродвигателя

$$N = \frac{Pv_p}{102\eta_{\text{общ}} 60}, \quad (13.28)$$

где  $v_p$  — расчетная скорость для определения мощности, принимаемая по верхнему слою навивки:

$$v_p = \frac{\pi D_{\text{бн}} n_{\text{дв}}}{i_{\text{общ}}}; \quad (13.29)$$

$D_{\text{бн}}$  — диаметр барабана по верхнему слою навивки, м.

Время подъема шлюпки при работе двигателя

$$t_n = \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{б}}}, \quad (13.30)$$

где  $n_{\text{ш}}$  — число оборотов барабана, необходимое для выбирания лопарей длиной  $l_p$ ;

$n_{\text{б}} = n_{\text{дв}}/i_{\text{общ}}$  — число оборотов барабана лебедки, обеспечиваемое двигателем.

Время спуска шлюпки

$$t_c = \frac{l_p}{K_r v_{\text{сп}}}, \quad (13.31)$$

где  $l_p$  — рабочая длина лопаря, м;

$v_{\text{сп}} = 18 \div 30$  м/мин — скорость спуска шлюпки.

Время подъема шлюпки с помощью ручного привода (в минутах)

$$t_{\text{пр}} = \frac{l_p}{K_r v_{\text{пр}}}, \quad (13.32)$$

где  $v_{\text{пр}} = 0,15 \div 0,3$  м/мин — скорость подъема шлюпки с помощью ручного привода.

Усилие на рукоятке ручного привода при подъеме шлюпки с полным снабжением без людей

$$P = \frac{M_p}{R}, \quad (13.33)$$

где  $M_p = M_4 / i\eta'_{\text{общ}}$  — момент на валу ручного привода, кг·см;

$M_4 = 0,63M_6$  — момент на четвертом слое навивки, соответствующий  $0,63P_{\text{ном}}$ ;

$R$  — радиус рукоятки, мм (при номинальном тяговом усилии лебедки 1000, 1600, 2500, 4000, 6300, 10000 кг, соответственно равен 250, 250, 300, 300, 400 и 400 мм).

## 13.2. Спасательные шлюпки

### 13.2.1. Основные требования к спасательным шлюпкам

Спасательные шлюпки — основное активное спасательное средство коллективного пользования. Они предназначены для спасения экипажа и пассажиров при гибели судна. Изготавливаются в настоящее время в основном из легких алюминиевых сплавов и пластмасс. На старых судах могут быть стальные шлюпки и даже деревянные.

Легкие сплавы и пластмассы имеют по сравнению с другими материалами более высокую относительную прочность — тем и объясняется их широкое применение.

В эксплуатации пластмассовые шлюпки лучше. Они монолитны и потому не водотечны, имеют хороший внешний вид, не гниют, их не надо красить, так как краситель вводится в смолу непосредственно при постройке шлюпки. Ремонт шлюпки прост и может быть выполнен на судне. Пластмассовые спасательные шлюпки могут применяться на судах всех типов. В настоящее время для изготовления шлюпок используется стеклопластик, состоящий из стекловолокна, пропитанного полиэфирной смолой.

Спасательные шлюпки, устанавливаемые на судах, перевозящих нефтепродукты, изготавливаются из пластмасс, стойких к высоким температурам, значительно превышающим те, которые может выдержать человек.

Корпус и жесткие закрытия шлюпки изготавливаются такой прочности, чтобы ее можно было сбрасывать в воду с высоты 3 м. Для защиты корпуса шлюпки от ударов о борт судна при спуске на воду ее оборудуют салазками или наружными привальными брусками.

Требования к спасательным шлюпкам (как и ко всем другим спасательным средствам) по их изготовлению, установке на судах и оснащению изложены в Международном Кодексе по спасательным средствам (Кодекс ЛСА).

Спасательные шлюпки открытого и частично закрытого типа должны иметь надежные складывающиеся закрытия (тенты), легко устанавливаемые 2 человека за время не более 2 мин.

Современные суда оснащаются только закрытыми спасательными шлюпками, как правило, с двигателем. Скорость спасательной шлюпки, по требованиям Кодекса ЛСА, должна быть не менее 6 узлов на тихой воде, при запасе топлива на 24 ч непрерывной работы. Мощность двигателя должна обеспечить возможность буксировки полностью загруженного спасательного плота вместимостью 25 человек со скоростью не менее 2 узлов.

На рис. 13.7 показана закрытая спасательная шлюпка.

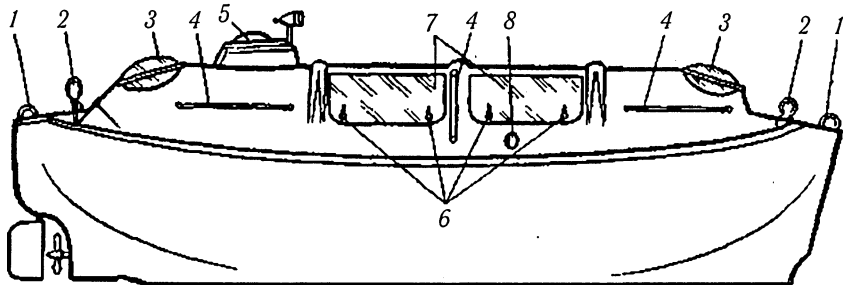


Рис. 13.7. Спасательная шлюпка закрытого типа:

- 1 — обухи для закрепления фалиней; 2 — гаки; 3 — крышки люков;  
 4 — поручни; 5 — крышка люка рулевой рубки; 6 — рукоятки люковых задраек;  
 7 — крышки бортовых входных люков; 8 — отверстие для весла

Основной характеристикой шлюпок является их пассажиро-местимость.

В соответствии с международными правилами не допускаются спасательные шлюпки вместимостью более 150 человек. Вес спасательной шлюпки не должен превышать 20 т.

Учитывая низкие мореходные качества шлюпок малых размеров и сложность спуска на воду больших шлюпок, ограничивают их размеры как минимальные, так и максимальные. Длина спасательной шлюпки на морских судах не должна быть меньше 7,3 м. В таблице 13.7 приведены основные характеристики отечественных спасательных шлюпок.

Таблица 13.7

**Основные характеристики спасательных шлюпок  
из легкого сплава**

Элементы и характеристики	Тип шлюпки		
	СШРА-58	СШРА-36	СШАМ-28
Длина нормативная, м	8,5	8,0	8,0
Ширина нормативная, м	3,0	2,5	2,5
Высота борта на миделе, м	1,24	1,14	1,14
Водоизмещение полное, кг	6370	4420	4400
Осадка при полном водоизмещении, м	0,60	0,50	0,50
Вес шлюпки со снабжен. без людей, кг	2020	1720	2300
Вместимость, чел.	58	36	28
Скорость максимальная, узлы	4,25	4,05	6,40
Начальная метацентр. высота, м:			
при полном водоизмещении	0,73	0,46	0,64
при наполнении шлюпки водой по планширь	0,07	0,06	0,11
Количество людей, работающих на ручном приводе гребного винта	20	12	-
Мощность двигателя, л. с.	-	-	19
Частота вращения $n$ , об/мин	-	-	1500
Максимальная мощность, длительностью до одного часа, при $n = 1550$ об/мин, л. с.	-	-	21
Топливо	-	-	Дизельное
Расход топлива, г/э.л.с. ч	-	-	$\leq 248$
Запас топлива, л	-	-	75



Сокращенное обозначение отечественных спасательных шлюпок состоит из начальных букв, указывающих название, материал, из которого изготовлена и вид привода для вращения винта. Цифры в нем указывают пассажироместность. Например, СШАМ-28 — спасательная шлюпка из легкого (алюминиевого) сплава, моторная, пассажироместность 28 человек; СШРА-36 — спасательная шлюпка из легкого сплава с ручным механическим приводом на винт, пассажироместность 36 человек; СШМ-110 — спасательная шлюпка пластмассовая (стеклопластик), моторная, для 110 человек.

Международной организацией по стандартизации ИСО принят типовой перечень спасательных шлюпок, в котором регламентированы их основные размеры.

Спасательная шлюпка должна быть непотопляема, поэтому кроме запаса плавучести, образуемого корпусом и надводным бортом, она имеет внутренний запас плавучести. Он обеспечивает поддержание шлюпки на плаву в перевернутом состоянии или когда она полностью залита водой и открыта морю.

Внутренний запас плавучести реализуется установкой внутренних ящиков под сиденьями вдоль бортов или за счет утолщения бортов пластмассовых спасательных шлюпок так называемой трехслойной конструкции (рис. 13.8) [46].

Обеспечение плавучести спасательных шлюпок неразрывно связано с сохранением ими устойчивого положения. Современные правила требуют, чтобы при размещении половины людей на штатные места по одну сторону от диаметральной плоскости надводный борт шлюпки был не менее  $1/10$  высоты борта.

Открытые спасательные шлюпки сохраняют положительную устойчивость в полностью затопленном состоянии, когда уровень воды достигает планширя. Однако их существенным недостатком является заливаемость и плохая защита обитателей от экстремальных температур и атмосферных осадков. При качке и ветре сложно устанавливать защитные закрытия.

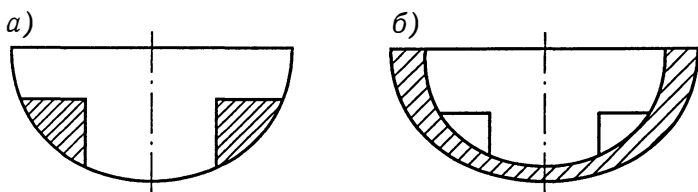


Рис. 13.8. Расположение внутренних ящиков (а) и утолщение бортов (б)

Закрытые шлюпки имеют в этом определенные преимущества, но в случае их опрокидывания спасающиеся попадают в совершенно безнадежное положение.

Современные суда все чаще оборудуются закрытыми самовосстанавливающимися спасательными шлюпками. Возвращение перевернутой спасательной шлюпки в нормальное рабочее положение осуществляется двумя способами — пассивным и активным. При пассивном способе способность возвращаться в исходное положение обусловлена конструкцией шлюпки. Чаще всего это достигается за счет отрицательной начальной остойчивости шлюпки в перевернутом положении или в результате сохранения в таком положении некоторого опрокидывающего момента.

Таким образом, при пассивном способе способность самовосстановления шлюпки зависит только от положений ее центра величины и центра масс. Если, например, жесткому закрытию шлюпки придать цилиндрическую форму (рис. 13.9, а), то при накрениии перевернутой шлюпки центр величины практически сохранит свое положение, а перемещение центра тяжести вызовет быстрое возрастание опрокидывающего момента, который стремится вернуть шлюпку в нормальное положение. Если надстройка шлюпки имеет некоторую асимметрию (рис. 13.9, б), то накрениение шлюпки в перевернутом положении значительно ускорится. Увеличения опрокидывающего момента можно добиться за счет дополнительного объема плавучести, поднятого над палубой (рис. 13.9, в). При этом достигается перемещение центра величины шлюпки в опрокинутом положении в сторону, противоположную накрениению, с соответствующим увеличением опрокидывающего момента. Постоянный балласт в днище также увеличивает кренящий момент в перевернутом положении. Предполагается, что люди, пристегнутые к сиденьям ремнями, при опрокидывании шлюпки не меняют своего положения.

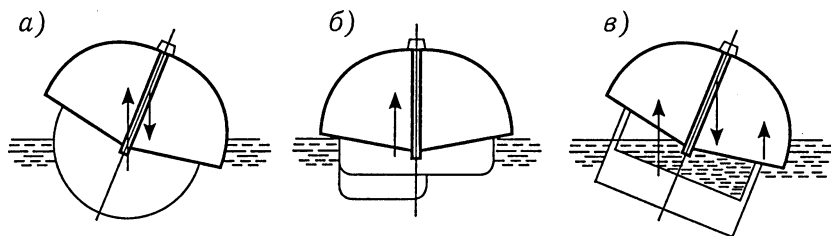


Рис. 13.9. Схемы пассивного самовосстановления шлюпок

Для активного обеспечения самовосстановления шлюпки предназначена система с перетоком жидкости из днищевых балластных отсеков в бортовой (рис. 13.10). Таким образом достигаются перемещение центра тяжести шлюпки в направлении крена и увеличение опрокидывающего момента. Система с водяным балластом не лишена недостатков, это — увеличение начальной стоимости шлюпки и необходимость установки более мощного двигателя из-за роста ее водоизмещения. Однако шлюпки с активным самовосстановлением быстрее возвращаются в нормальное положение, примерно за 90 с.

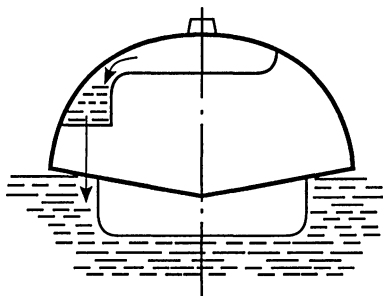


Рис. 13.10. Схема активного способа самовосстановления

### 13.2.2. Спасательные шлюпки для танкеров

Спасательные шлюпки для танкеров кроме выполнения функций, присущих всем спасательным шлюпкам, должны также защищать людей от огня, высокой температуры и дыма. Аварии на танкерах нередко сопровождаются пожарами. При этом горящее жидкое топливо создает около судна мощное тепловое излучение, а при повреждении корпуса растекается по поверхности воды, образуя своеобразную огненную преграду шириной 150—200 м. Поэтому спасательные шлюпки танкеров должны иметь защиту от сильного теплового излучения и быть приспособлены для преодоления полосы горящего топлива.

Современные спасательные шлюпки для танкеров имеют прочные водогазонепроницаемые оболочки, орошаемые водой.

Для того, чтобы шлюпка могла пройти в непосредственной близости от горячей поверхности воды или преодолеть полосу горящего

топлива с температурой пламени до 1000—1200°C, все элементы ее конструкции, подвергающиеся воздействию тепловых потоков или соприкасающиеся с огнем, должны быть выполнены из огнестойких материалов. Для изготовления корпуса шлюпки используют легкие сплавы или жаропрочные пластмассы, обеспечивающие достаточную прочность и дающие значительный выигрыш в весе.

В целях лучшего отражения тепловых потоков обводы шлюпки должны быть возможно более плавными, а борта ее необходимо окрашивать в светлые тона и полировать.

Сверху шлюпка должна иметь надежное жесткое покрытие, обеспечивающее хорошую герметичность. Внутренняя поверхность такого покрытия должна быть снабжена такой же изоляционной защитой от тепловых потоков, как и борта.

Эффективность тепловой защиты шлюпки можно повысить, если заменить воздушные ящики ненамокающими пористыми пластиками (при этом экономится металл и повышается живучесть шлюпки). В условиях прямого контакта с огнем любая термоизоляция оказывается недостаточной. Поэтому усиление теплозащитных свойств конструкции шлюпки достигается за счет применения водяного орошения ее внешних поверхностей.

В связи с тем, что вода не всегда достаточно хорошо смачивает металлические конструкции (особенно покрытые жировой пленкой), в воду вводятся примеси, увеличивающие ее смачивающие свойства.

Очень важное значение для танкерных шлюпок имеет скорость хода. При скорости 6 узл шлюпка может пройти зону горящего топлива протяженностью около 200 м за 55 сек. Для сокращения этого времени хотя бы в 1,5 раза мощность двигателя должна быть увеличена примерно в 4—5 раз. Существующие судовые двигатели такой мощности по своему весу и габаритным размерам не подходят для спасательных шлюпок. Следовательно, для быстрого выхода шлюпки из опасной зоны требуется двигатель более легкий и меньших габаритов, который мог бы обеспечить шлюпке большую скорость на короткий период времени. По правилам Регистра, скорость 6 узл является минимальной для танкерных шлюпок.

С вопросом скорости хода танкерных шлюпок непосредственно связан выбор обводов их корпуса как фактора возможного увеличения скорости хода при прочих равных условиях. Некоторые типы спасательных шлюпок имеют одинаковые образования носа и кормы. Это объясняется не только упрощением технологии изготовления шлюпки, что в данном случае имеет второстепенное значение, тогда

как даже малое увеличение скорости хода шлюпки повышает шансы людей на спасение.

Условия использования спасательной шлюпки при аварии танкера могут быть различными. Если авария не сопровождается пожаром, то полная мощность двигателя используется только на гребной винт. Когда шлюпке надо преодолеть зону теплового воздействия или огня, часть мощности, развиваемой двигателем, расходуется насосом орошения, который в зависимости от обстановки работает с большей или меньшей производительностью. Наиболее эффективное распределение мощности двигателя между гребным винтом и насосом орошения обеспечивается ВРШ, который, кроме того, упрощает редуктор двигателя и улучшает маневренные качества шлюпки.

Танкерные шлюпки должны представлять герметический отсек, и, следовательно, в нем должны быть предусмотрены запасы сжатого воздуха, создающего некоторый подпор внутри шлюпки, предотвращающий проникновение снаружи дыма и газов, а также необходимый для дыхания людей и бесперебойной работы двигателя. Кроме того, шлюпки должны быть снабжены регенеративными патронами для уменьшения количества углекислоты в закрытом пространстве. Наконец, на шлюпке необходимо иметь индикаторы направления и интенсивности тепловых потоков, с помощью которых можно было бы выбирать наиболее безопасный курс движения шлюпки.

Перечисленным выше требованиям отвечает танкерная шлюпка, показанная на рис. 13.11.

Современное состояние техники позволяет создать как подводную, так и погружающуюся спасательные шлюпки. Однако погружающаяся спасательная шлюпка вряд ли будет иметь значительные преимущества по сравнению с надводной скоростной полностью закрытой шлюпкой с мощным водяным орошением. Это подтверждает опыт эксплуатации танкерных шлюпок.

Во многих странах ведутся исследовательские работы по совершенствованию спасательных и, в частности, танкерных шлюпок.

На рис. 13.12 показана отечественная танкерная спасательная шлюпка СШАТМ-30 вместимостью 30 человек. Она имеет такие характеристики: длина 8,60 м, ширина 2,65 м, высота борта 2,30 м, водоизмещение полное 5,2 т, вес со снабжением и запасами 2,95 т, скорость хода 6,2 узл. Шлюпка изготовлена из легкого сплава, имеет двигатель мощностью 19 л. с. при  $n = 1500$  об/мин (при форсированной работе мощность 21 л. с.). Спуск в шлюпку осуществляется через

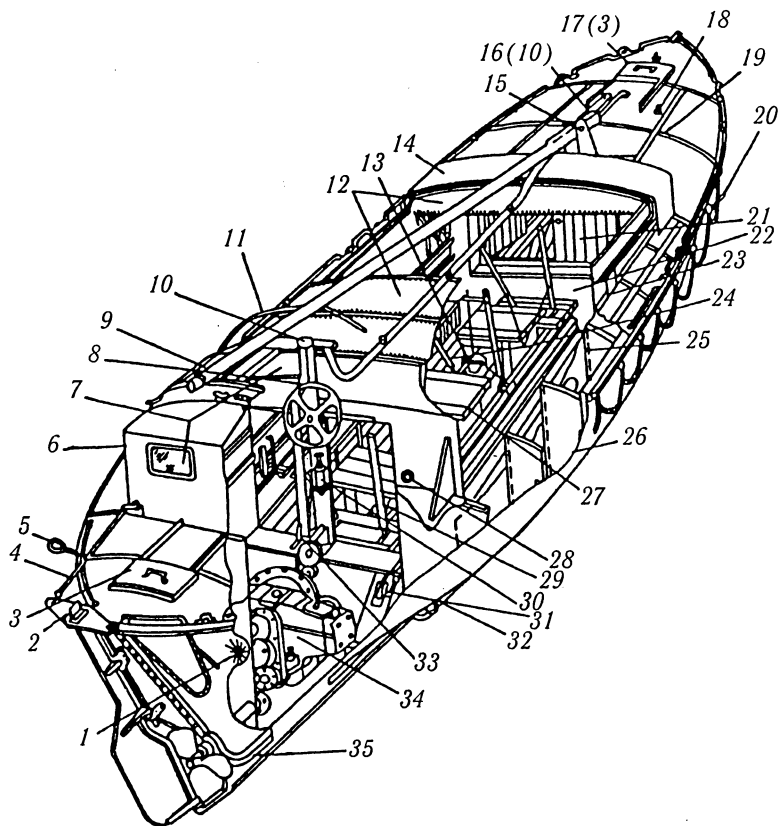


Рис. 13.11. Стальная спасательная шлюпка для танкеров:

- 1 — концевые распылители на корпусе; 2 — аварийный румпель; 3, 17 — скользящая крышка над приспособлением для подъема; 4 — штуртрос; 5 — люверс; 6 — рубка машинного отделения; 7 — огнестойкое стекло смотрового окна; 8 — рулевое колесо; 9 — скользящая палуба; 10, 16 — водораспылительный трубопровод; 11 — леер; 12 — сдвижное огнестойкое покрытие; 13 — аварийный насос (один из двух установленных); 14 — стальное защитное покрытие; 15 — главная мачта; 18 — изолированный ввод для радиоустановки; 19 — стальная палуба; 20 — леер с асбестовой изоляцией; 21 — двойная дверь в форпик; 21 — главный кокпит; 23 — уключины для аварийных весел; 24 — рычаги ручного привода Флеминга на гребной винт; 25 — встроенные воздушные ящики; 26 — обшивка из мягкой оцинкованной стали; 27 — рундуки для пищи, воды и оборудования; 28 — отверстие для фалиня; 29 — привод Флеминга; 30 — огнетушители; 31 — осушительный насос; 32 — привальный брус; 33 — рычаг управления редуктором; 34 — двигатель, заблокированный с ручным приводом; 35 — киль для улучшения ходовых качеств шлюпки

люки и крышки. В оконечностях шлюпки имеется по одному люку для доступа к подъемным гакам. Высокий надводный борт и верхнее закрытие сообщают шлюпке повышенную прочность, остойчивость и незаливаемость. Обеспечивается удобное размещение людей.

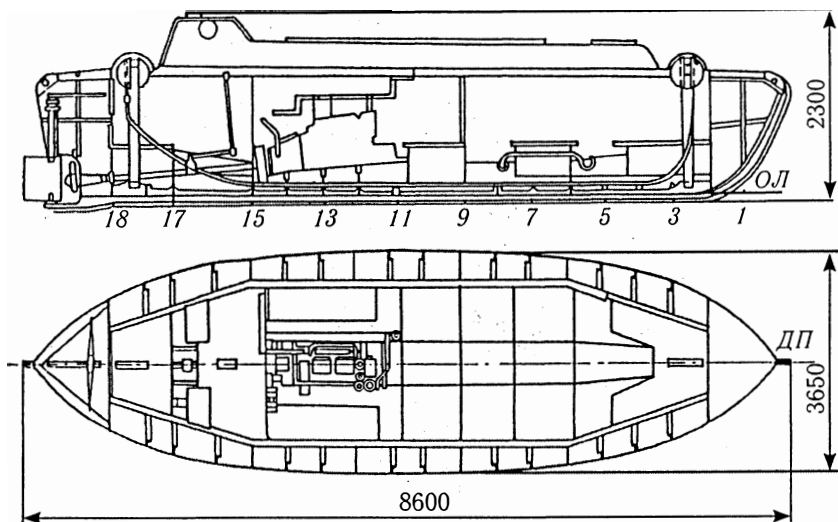


Рис. 13.12. Танкерная моторная спасательная шлюпка СШАТМ-30

На рис. 13.13 показан внешний вид танкерной шлюпки (Германия) в положении по-походному.

На рис. 13.14 показана танкерная шлюпка, спущенная на воду.

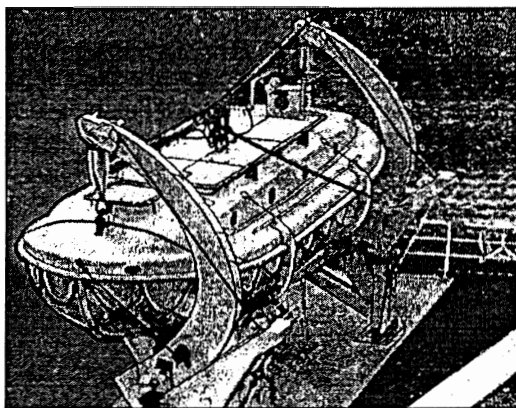


Рис. 13.13. Танкерная шлюпка в положении по-походному

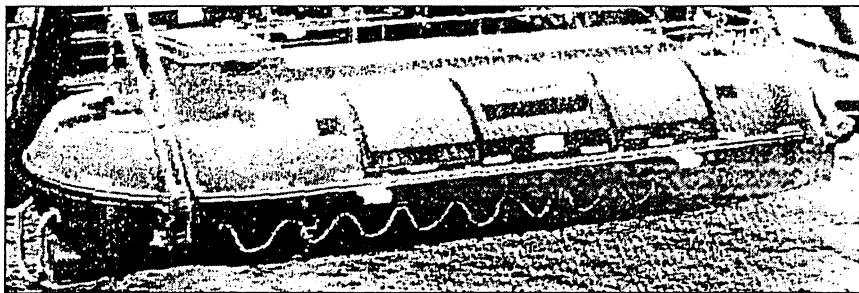


Рис. 13.14. Современная танкерная шлюпка

### 13.2.3. Шлюпки, спускаемые методом свободного падения

По конструкции такие шлюпки являются полностью закрытыми, с моторным двигателем, т.е. это — мотоботы или их еще называют капсулами. Корпус и верх изготавливаются из армированного стеклопластика с огнеупорными добавками. Включаются также пигментные добавки, дающие окраску наружной поверхности в оранжевый цвет, а внутренней — в светло-серый.

Мотобот (капсула) устанавливается на рампе-слипе в кормовой части судна. Стандартный угол установки порядка  $32^\circ$ . Шлюпка предназначена для безопасной и достаточно комфортной эвакуации экипажей морских транспортных, рыбопромысловых, нефтеналивных судов и морских буровых платформ в аварийной ситуации.

Входной люк расположен в кормовой части (с кормы), достаточных размеров, герметически закрываемый.

Сиденья в таких мотоботах имеют вид кресел «самолетного» типа, противоударной конструкции. Они изготавливаются из того же материала, что и корпус, имеют мягкую обивку и ремни безопасности, располагаются спинками к носу шлюпки. Только кресло командира у пульта управления устанавливается прямо, спинкой к корме и на возвышении по отношению к остальным сиденьям для обеспечения видимости при управлении. Купол верха шлюпки с окнами дает хороший обзор командиру.

В носовой части верха имеется большой иллюминатор, обеспечивающий достаточное освещение в дневное время, а также стопорное устройство для крепления буксирного фалиня и подъемного троса.



В качестве двигателя используется дизельный мотор в морском исполнении с охлаждением пресной водой по замкнутому циклу. Мощность двигателя и емкость топливных баков обеспечивают движение со скоростью свыше 6 узлов на тихой воде в течение не менее 24 часов. Для пуска двигателя имеются два электростартера, питающиеся от аккумуляторной батареи напряжением в 12 В. Батарея также обеспечивает внутреннее освещение и работу опреснительной установки. Шлюпки танкерного исполнения оборудуются автономной системой подачи сжатого воздуха для обеспечения работы двигателя и жизни людей в течение не менее 10 минут, системой водяного орошения наружной поверхности шлюпки морской водой. Насос этой системы приводится в действие от двигателя. Все шлюпки, спускаемые свободным падением, являются самовосстанавливающимися из перевернутого положения.

Управление спуском и движением осуществляется из пульта управления (панели) по типу автомобильного. В шлюпке имеются необходимые инструкции по ее обслуживанию и управлению. Все предметы снабжения, требуемые в соответствии с Кодексом ЛСА, размещаются в удобных для доступа местах и надежно закрепляются.

В настоящее время в России выпускаются шлюпки спасательные падающие (ШСП). Они приведены в табл. 13.8. Здесь также приведены основные характеристики двух английских спасательных шлюпок этого типа идентичной пассажировместимости (22 человека). Такие шлюпки изготавливаются фирмой «Schat Watercraft» на 19, 22, 34 и 40 человек в обычном и танкерном исполнении.

Таблица 13.8

**Основные технические данные российских и некоторых английских спасательных шлюпок, спускаемых свободным падением**

Параметры	Тип шлюпки				
	ШСП-16	ШСП-22	ШСП-22Т	WFF NS 22	WFF 22
Длина габаритная, м	6,6	7,6	7,6	6,82	6,82
Ширина габаритная, м	2,4	2,5	2,5	2,35	2,35
Высота габаритная, м	2,8	3,2	3,2	2,32	2,32
Высота борта на миделе, м	1,45	1,50	1,50	-	-
Масса полная, т	3,2	3,8	5,6	4,75	5,10
Водоизмещение полное, т	4,5	5,4	6,1	-	-
Вместимость, чел	16	22	22	22	22
Скорость хода, уз	6	6	6	-	-

Примечание: индекс «Т» — танкерное исполнение;

индекс «NS» — по spray (без системы орошения, т. е. обычное исполнение)

Испытания и практика использования таких шлюпок показали, что они могут сбрасываться безопасно с высоты до 40 м, при дифференте до 15° и крене до 30°. Ниже показан внешний вид шлюпки.

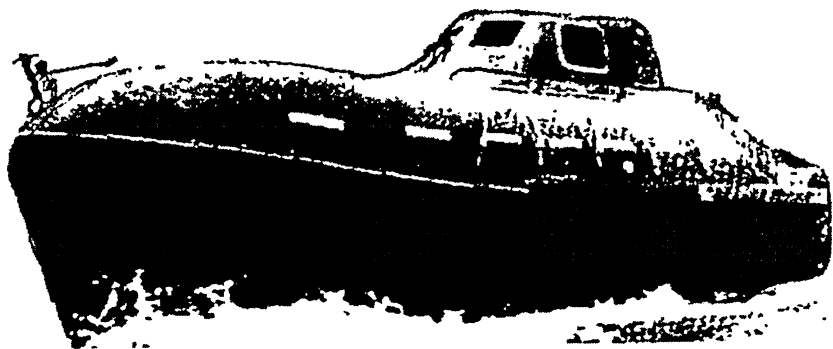


Рис. 13.15. Спасательная шлюпка, спускаемая свободным падением

#### 13.2.4. Дежурная спасательная шлюпка

Наряду с описанными выше спасательными шлюпками рассмотрим особое назначение и устройство дежурной спасательной шлюпки. Ее необходимость объясняется следующими обстоятельствами.

Несмотря на постоянное совершенствование спасательной техники, до полной безопасности на море, к сожалению, еще далеко. Так, по данным Регистра Ллойда, за один год в мире гибнет примерно 200 судов и более 1000 человек.

Часто приводят к трагическим последствиям такие, например, ситуации, когда человек по той или иной причине оказывается за бортом продолжающего плавание судна. Морские суда до недавнего времени не были оснащены универсальным плавсредством, позволяющим быстро провести спасательную операцию, поднять человека из воды на борт судна.

При попытке срочно остановить современный супертанкер или другое крупное судно оно успевает пройти несколько миль, а пока оно вернется к месту падения человека и после остановки судна с его борта спустят большую шлюпку или катер, спасаемому придется провести в воде десятки минут или часы, что при температуре воды даже около 18°C может привести к печальному результату.

Не исключено и то, что обнаружить потерпевшего через такой значительный промежуток времени вообще не удастся.

Имеющиеся на борту морских судов обычные спасательные шлюпки закрытого типа в этой ситуации не могут быть использованы. Их назначение только одно — спасение людей с гибнущего судна. Поднимать на современную закрытую спасательную шлюпку человека из воды практически невозможно, а спускать ее можно (как правило) после полной остановки судна.

Отсутствие мобильного спасательного средства, которое может быть быстро приведено в рабочее положение, трагически сказалось, например, при авариях судов «Адмирал Нахимов» и «Михаил Лермонтов».

Все это и вынудило Морскую межправительственную организацию (ИМО) внести в главу «Спасательные средства» Международной конвенции по безопасности человеческой жизни на море «СОЛАС-74» требование об обязательном наличии на морских судах нового спасательного средства — дежурной, т. е. находящейся в постоянной готовности шлюпки, которую можно было бы спускать на воду, не дожидаясь полной остановки судна на скорости 5 узл., и при работающем двигателе шлюпки.

В соответствии с Конвенцией все грузовые суда и пассажирские суда валовой вместимостью менее 500 р. т должны иметь одну дежурную шлюпку, а пассажирские суда — более 500 р. т должны иметь дежурную шлюпку на каждом борту. Дежурные шлюпки могут быть жесткими, надувными и комбинированными длиной не менее 3,8 м и не более 8,5 м. Они оборудуются стационарным или подвесным мотором. Подвесной мотор может быть бензиновым. В любом случае должна быть обеспечена скорость 6 узлов в течение 4 часов. В дежурную шлюпку помещаются 5 человек сидя и один лежа. Эти шлюпки должны находиться на судне под спусковыми устройствами в постоянной готовности; надувные — всегда в надутом состоянии.

Назовем некоторые другие требования, предъявляемые к дежурной шлюпке.

Она должна выдерживать спуск и подъем вместе со всем экипажем и полным комплектом снабжения, удар о борт судна сходу (при скорости 3,5 м/с), а также сбрасывание на воду с высоты 3 м.

Шлюпка должна быть достаточно устойчивой, чтобы не переворачиваться при подъеме из воды потерпевшего через борт двумя людьми, и сохранять при этом высоту надводного борта

не менее 100 мм. Плавуемость и непотопляемость загруженной шлюпки должны обеспечиваться при полностью залитом водой кокпите, а также при повреждениях в нескольких надувных отсеках.

В специальный комплект снабжения обязательно должны входить прожектор, способный освещать предмет шириной 18 м ночью с расстояния 180 м, и радиолокационный отражатель.

Всем требованиям Конвенции соответствует, например, надувная дежурная шлюпка «Орион 301» (Россия).

При рабочем давлении в отсеках главные размеры шлюпки 5,0×2,1×0,8 м; конструкция ее включает надувную камеру плавуемости, днище из прорезиненной ткани, клеенный между бортами транец, жесткие кильсон и елань, надувные сиденья и козырек.

Камера плавуемости разделена перегородками на пять изолированных отсеков равного объема, каждый из которых имеет три клапана: для наполнения от магистрали сжатого воздуха, для подкачки мехом и предохранительный клапан. При повреждении одновременно трех отсеков из пяти лодка с полной нагрузкой сохраняет возможность движения под мотором (на малых оборотах) или на веслах.

В плане шлюпка — U-образной формы; для лучшей всхожести на волну и предохранения кокпита от забрызгивания носовая часть приподнята и закрыта козырьком из прорезиненной ткани. При закрепленном кильсоне днище шлюпки принимает V-образную форму с углом килеватости, равным примерно 10° от транца до миделя и увеличивающимся в носовой части. Такие обводы позволяют сочетать хорошую мореходность с достаточной скоростью, придать устойчивость движения на курсе и уменьшить дрейф.

В качестве примера на рис. 13.16 показана дежурная надувная спасательная шлюпка.

### **13.3. Спасательные плоты**

#### **13.3.1. Устройство спасательных плотов**

Спасательные плоты бывают жесткие и надувные. На одних судах плоты устанавливают так, чтобы их можно было быстро переместить для спуска с любого борта, на других — на каждом борту. Спускают плоты на воду двумя способами: с использованием спусковых устройств и сбрасыванием.

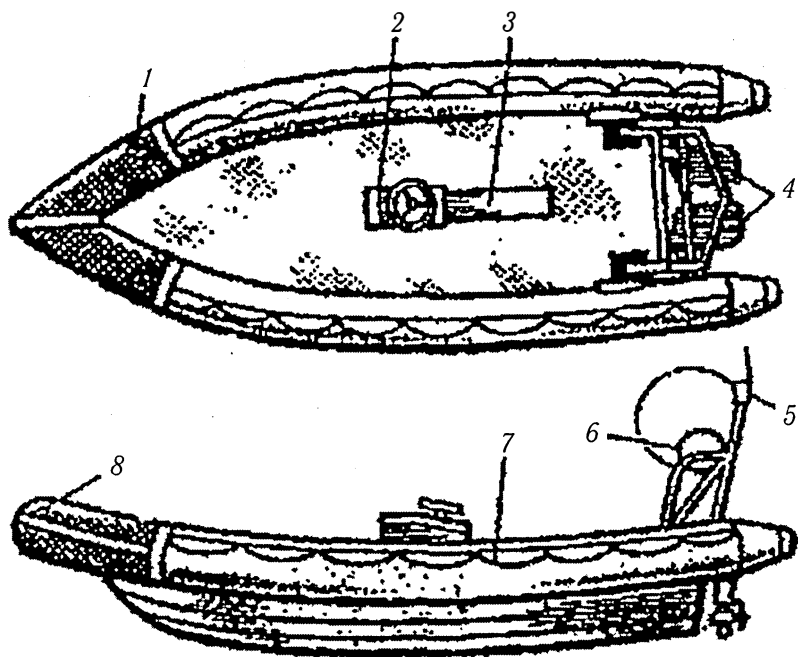


Рис. 13.16. Дежурная надувная спасательная шлюпка:

- 1 — буксирный рым; 2 — консоль управления; 3 — сиденье;  
 4 — подвесные моторы; 5 — навигационные огни;  
 6 — устройство самовосстановления; 7 — спасательный леер;  
 8 — кранец

На основании СОЛАС-74/78 к жестким и надувным спасательным плотам предъявляют следующие общие основные требования.

Конструкция спасательного плота должна быть такой, чтобы ни сам плот, ни его оборудование не повреждались при сбрасывании в воду с высоты 18 м. Находясь на плаву, плот должен выдерживать прыжки на него людей с высоты не менее 4,5 м. Он должен находиться на плаву в течение 30 сут при любых морских условиях, выдерживать буксировку со скоростью 3 уз на тихой воде в загруженном состоянии (с людьми и полным комплектом снабжения). Остойчивость плота в опрокинутом положении такова, что и на тихой воде и на волнении человек может его перевернуть. Главная камера плавучести надувного спасательного плота разделена по

меньшей мере на два отсека каждый с невозвратными клапанами для надувания. В случае повреждения одного отсека плот поддерживает на плаву всех людей, которые в нем находятся (максимальная численность их указана на плоту). Плот надувают нетоксичным газом в течение не более 1 мин при температуре окружающей среды  $+18 \dots +20^{\circ}\text{C}$  и не более 3 мин при температуре  $-30^{\circ}\text{C}$ .

Тент любого спасательного плота должен надежно защищать людей от воздействия внешней среды, обеспечивать хорошую изоляцию подтентового пространства от зноя и холода, пропуская внутрь достаточное количество воздуха при закрытых входах. Плоты вместимостью более 8 чел. имеют не менее двух входов, оборудованных регулируемыи легко открывающимися закрытиями. По меньшей мере у одного из входов есть наклонная посадочная площадка или посадочный трап, нижняя ступенька которого находится не менее чем на 0,4 м ниже ватерлинии порожнего плота. На верху тента и внутри плота установлены лампочки с ручными выключателями, которые получают питание от сухого химического элемента либо от элемента, действующего при контакте с морской водой, и загораются автоматически при надувании плота или при установке на место тента.

С внутренней и наружной сторон плот по всему периметру обнесен надежно закрепленными прочными спасательными леерами с провесами. Спасательный плот оборудован средством, обеспечивающим его свободное всплытие. Если это средство включает гидростатическое разобщающее устройство, то оно автоматически разобщает плот с судном на глубине не более 4 м. На плоту имеется приспособление для установки и крепления в рабочем положении антенны переносной радиоаппаратуры.

Надувной спасательный плот упакован в контейнер, который вместе с плотом и его снабжением имеет собственную плавучесть, достаточную для того, чтобы вытянуть наружу пусковой лить и привести в действие механизм газонаполнения при погружении тонущего судна. Общая масса плота, предназначенного для спуска методом свободного сбрасывания, составляет не более 185 кг.

Надувной спасательный плот ПСН-10М (рис. 13.17), изготовленный из прорезиненной ткани, состоит из камеры плавучести 2 с распоркой по оси симметрии и стойками 4 для поддержания тента, днища 3, тента, системы газонаполнения, продольных 5 и поперечной 6 надувных банок для сидения.

Камера плавучести представляет собой надувное кольцо овальной формы. Она разделена на автономные секции, каждая из которых

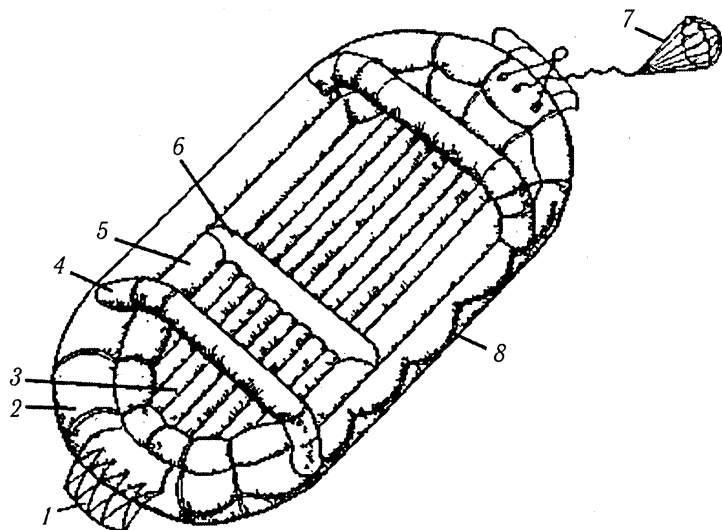


Рис. 13.17. Спасательный плот

имеет свой предохранительный клапан, срабатывающий при избыточном давлении, и клапан для подкачки. Камера плавучести, распорка и стойки надуваются нетоксичным газом автоматически при сбрасывании плота в воду. Система газонаполнения срабатывает от резкого рывка пускового линя, который при этом открывает клапан в головке баллона с газом, и газ поступает в надувные элементы плота.

Надувное днище состоит из двух изолированных отсеков с автономными клапанами, через которые ручным мехом надувают днище воздухом после входа на плот людей. Под днищем расположены четыре балластных кармана, повышающие остойчивость плота на волне. Для выпуска газа из камер плавучести и воздуха из днища имеются выпускные пробки.

Плавучий якорь парашютного типа 7 закреплен в носовой части камеры так, что при ее надувании он автоматически оказывается в воде, уменьшая скорость ветрового дрейфа плота. Там же закреплен капроновый фалинь длиной 20 м, предназначенный для буксировки плота. Изнутри и снаружи плот по периметру обнесен спасательными леерами 8. К одному из них прикреплен конец плавучего линя длиной 30 м, имеющий на другом конце спасательное кольцо.

Двухслойный тент с воздушной термоизолирующей прослойкой имеет два входа, закрывающихся двойными шторками, конструкция которых предусматривает их неполное закрытие (для вентиляции внутри пловца). Напротив входов закреплены посадочные трапы 1. Над одним из входов установлен аварийно-поисковый огонь с водоналивной батареей, обеспечивающей нормальное горение в течение 10 ч, а внутри пловца — лампочка освещения. Тент оборудован приспособлением для сбора дождевой воды. Внутри пловца наклеены инструктивные надписи «Азбука Морзе», «Наполнение надувных отсеков», «Немедленные действия», а также надписи, указывающие место нахождения предметов снабжения. Аварийное снабжение хранится в жестком цилиндрическом контейнере.

На рис. 13.18 показан пловец ПСН в рабочем состоянии.

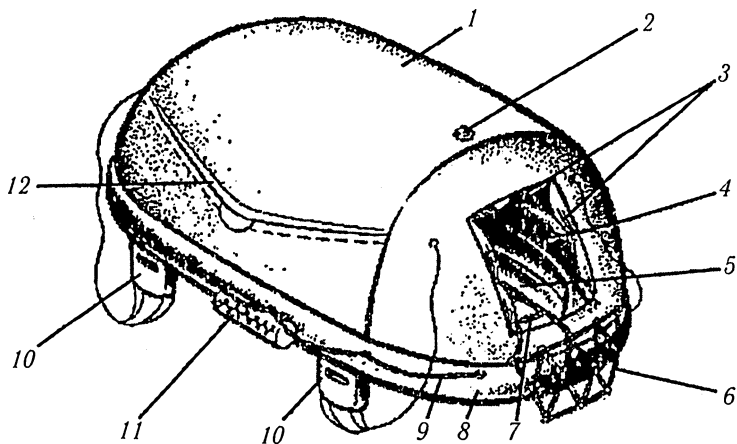


Рис. 13.18. Надувной спасательный пловец ПСН:

- 1 — тент пловца; 2 — наружная сигнальная лампочка; 3 — двойные шторки (свернуты); 4 — внутренний спасательный леер; 5 — двойное днище; 6 — наружный трап; 7 — внутренний трап; 8 — камера плавучести; 9 — наружный спасательный леер; 10 — водобалластные карманы; 11 — баллон с газом; 12 — водосборник (с обеих сторон)

На рис. 13.19 показано размещение клапанов и пробок на пловце ПСН.

Ниже приведены основные характеристики пловцов ПСН (табл. 13.9).



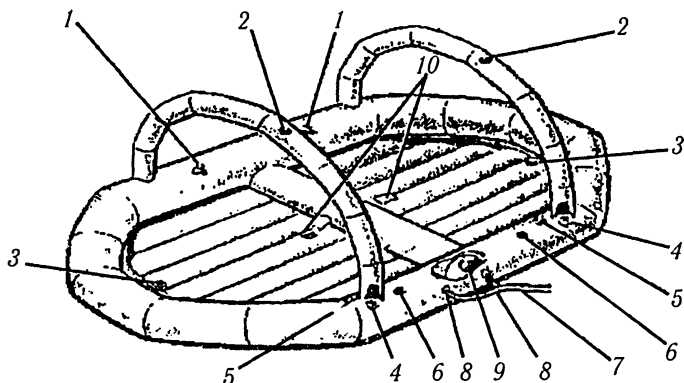


Рис. 13.19. Размещение клапанов и пробок на надувном плоту ПСН:

- 1 — предохранительные клапаны на каждом отсеке для предотвращения повышения давления выше допустимого (0,14—0,16 кгс/см<sup>2</sup>);
- 2, 3 и 6 — выпускные пробки арок, пола и отсеков камеры плавучести соответственно; 4, 8 и 9 — клапаны, через которые газ поступает в арки, отсеки камеры плавучести и среднюю надувную банку соответственно;
- 5 — впускной клапан для поддувки камер и арок ручным мехом;
- 7 — шланг поступления газа из баллона; 10 — клапан для надувания пола ручным мехом

Таблица 13.9

### Основные технические данные плотов ПСН

Марка плота	Вместимость, чел	Тип плота	Размеры плота в надутом состоянии, м				Размеры контейнера, м		Масса контейнера, кг	Объем камер плавучести, м <sup>3</sup>
			длина	ширина	диаметр	высота	длина	диаметр		
ПСН-6М	6	сбрасываемый	3,05	1,85	-	1,20	1,15	0,60	100,0	0,62
ПСН-10М	10	то же	3,70	2,35	-	1,35	1,40	0,60	145,0	1,00
ПСНП-6	6	спускаемый	-	-	2,32	1,58	1,16	1,41	100,0	0,69
ПСНП-10	10	то же	-	-	2,78	1,61	0,60	0,60	125,0	1,10

Надувные спасательные плоты изготавливаются многими фирмами разных стран. В качестве примера рассмотрим английские плоты. Они являются одними из лучших и используются на судах многих стран мира.

Основные английские фирмы — «Бофорт», РФД, «Данлоп» и «Эллиот» выпускают большое количество разнообразных плотов вместимостью от 4 до 25 человек. На рис. 13.20 показаны плоты типа X — сбрасываемые, изготавливаются для морских судов всех назначений. Выпускаются вместимостью 6, 8, 10, 12, 16, 20 и 25 человек. Они имеют одинаковую конструкцию. Камера плавучести имеет форму 10-гранника, центральная арка больше концевых (тент поднят выше в средней части); надувной каркас, как и у всех плотов, разделен на два отсека.

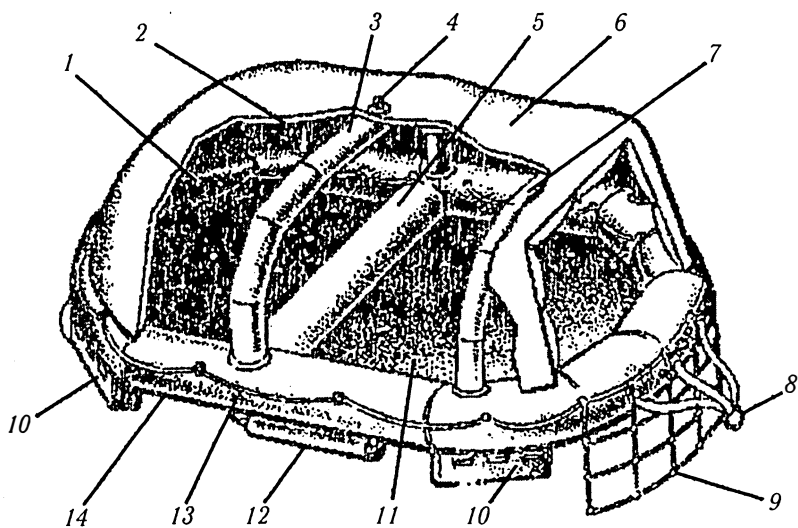


Рис. 13.20. Надувной спасательный плот типа X фирмы «Бофорт»:

- 1 — внутренний спасательный леер; 2, 7 — концевые поддерживающие арки; 3 — центральная арка; 4 — наружная сигнальная лампочка; 5 — центральная поперечная банка; 6 — тент; 8 — буксирный шпрюйт; 9 — входной трап; 10 — водобалластные карманы (четыре); 11 — надувное днище; 12 — баллон с газом; 13 — наружный спасательный леер

На рис. 13.21 показан плот фирмы РФД.

Характеристики плотов приведены ниже (табл. 13.10).

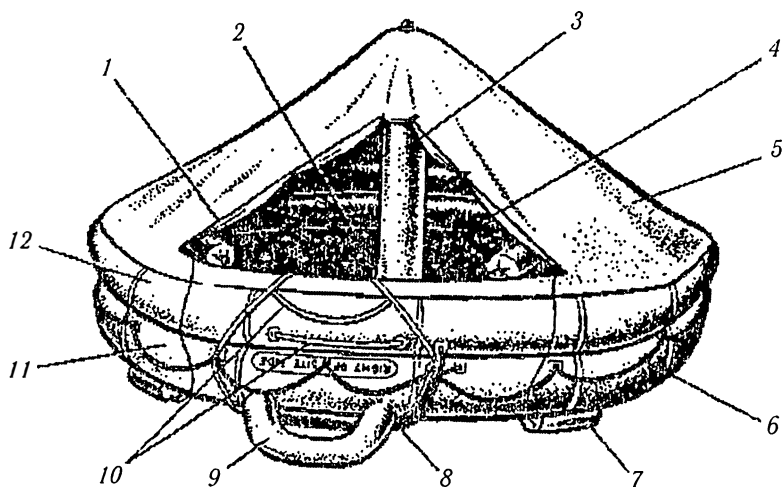


Рис. 13.21. Надувной 15-местный плот типа ММ фирмы РФД:

- 1 — шторы входа; 2 — надувное днище; 3 — надувной пиллерс;  
 4 — внутренний спасательный леер; 5 — двойной тент;  
 6 — наружный спасательный леер; 7 — водобалластные карманы (четыре);  
 8 — баллоны (два); 9 — надувная ступенька; 10 — входные ляжки;  
 11 и 12 — нижняя и верхняя камеры плавучести

Таблица 13.10

Основные технические данные надувных плотов  
 фирмы РФД (Англия)

Марка плота	Вместимость, чел.	Тип плота	Размеры плота в надутом состоянии, м		Размеры контейнера, м		Масса контейнера, кг	Объем камер плавучести, м <sup>3</sup>
			диаметр	высота	длина	диаметр		
4ММ	4	Сбрасываемый	1,88	1,14	1,14	0,42	57,1	0,45
6ММ	6	То же	2,22	1,14	1,24	0,47	71,2	0,60
8ММ	8	То же	2,53	1,38	1,40	0,47	86,6	0,81
10ММ	10	То же	2,80	1,33	1,35	0,52	102,5	1,03
12ММ	12	То же	3,03	1,38	1,35	0,52	119,3	1,23
15ММ	15	То же	3,35	1,80	1,60	0,57	139,2	1,67
20ММ	20	То же	3,72	1,80	1,60	0,57	171,4	2,09
25ММ	25	То же	4,30	2,25	1,60	0,57	180,9	2,81

Сбрасываемые плоты в упакованном виде помещают в стеклопластиковом или пластмассовом контейнере (рис. 13.22) и устанавливают на подставки или специально изготовленные ложементы 7, прочно закрепленные на палубе. Контейнер состоит из корпуса 1 и крышки 2, стянутых двумя бандажами 3 с разрывными звеньями 4. Контейнер прикрепляют к подставке или палубе двумя найтовыми 10 через разобщающее устройство — гидростат 8, имеющий педаль 9 принудительной отдачи. Из контейнера выходит наружу пусковой линь 5 со слабым звеном 6, конец которого закрепляют за подставку или рым на палубе.

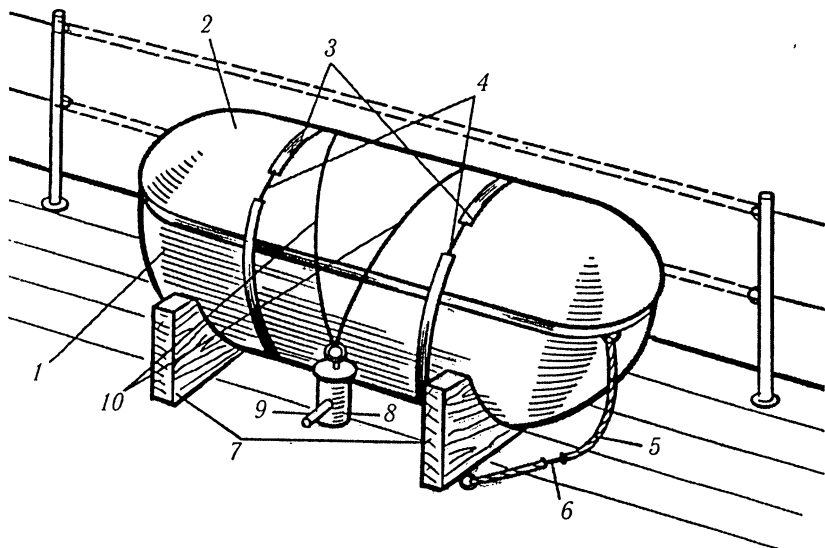


Рис. 13.22. Надувной плот в контейнере, закрепленный на штатном месте

Для приведения в действие спасательного плота необходимо:

- нажав на педаль разобщающего гидростата, освободить найтовы, удерживающие контейнер на подставке;
- сбросить контейнер на воду;
- выбрать слаbinу пускового линя и резким рывком привести в действие систему газонаполнения;
- выбрать слаbinу пускового линя и привязать его к подставке или к надежной конструкции на борту судна.

При заполнении камер плота газом происходит разрушение разрывных звеньев на бандажах, и плот принимает рабочее состояние. Вместе с камерами плавучести надуваются стойки и расправляется тент.

Если обстоятельства не позволили привести плот в рабочее состояние вручную, то при погружении его в воду вместе с судном контейнер автоматически всплывает. Для этого имеется гидростатическое разобщающее устройство, один из вариантов которого показан на рис. 13.23. При погружении вода поступает в щелевой зазор между корпусом 9 и крышкой 3 и начинает давить на подпружиненную мембрану 4. На глубине около 3 м под этим давлением шток 7 перемещается вверх, позволяя шарикю 10 войти в прорезь во втулке 8 и освободить разобщающее звено 11 вместе с найтовым, который удерживает плот.

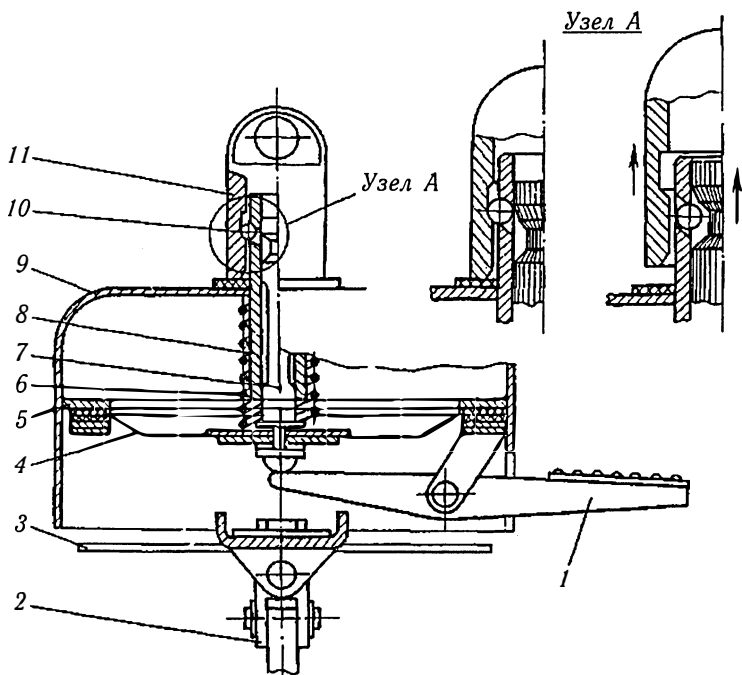


Рис. 13.23. Гидростатическое разобщающее устройство:

- 1 — педаль; 2 — крепление к палубе; 3 — крышка; 4 — мембрана;  
 5 — фланец; 6 — пружина; 7 — шток; 8 — втулка; 9 — корпус;  
 10 — шарик; 11 — разобщающее звено

Освобожденный от крепления к подставке контейнер с плотом всплывает и по достижении судном глубины, равной длине пускового линя, закрепленного на палубе, приводится в действие система газонаполнения. Дополнительная плавучесть, возникающая при наполнении плота газом, обеспечивает разрыв слабого звена пускового линя, и плот остается на поверхности воды.

Если система газонаполнения не сработала автоматически, следует подплыть к контейнеру и резким рывком пускового линя привести систему в действие. Разобщающее гидростатическое устройство работает при температуре окружающего воздуха — 30 ... +66°C. Время газонаполнения плота не превышает 1 мин при температуре окружающей среды +18 ... +20°C и 3 мин при температуре —30°C. Масса спасательного плота в контейнере 145 кг. Надписи на контейнере и плоту наносят красками или эмалями черного цвета, стойкими к морской воде.

При эксплуатации спасательных плотов руководствуются техническим описанием плота, инструкцией по его эксплуатации и паспортом разобщающего гидростатического устройства.

### 13.3.2. Маркировка и снабжение спасательных плотов

Маркировка надувных спасательных плотов указывает:

1. Наименование изготовителя или торговую марку.
2. Серийный номер.
3. Дату изготовления (месяц и год).
4. Наименование одобряющего органа (классификационного общества).
5. Наименование и местонахождение станции обслуживания, которая проводила последнее освидетельствование.

6. Число людей, допустимое к размещению — маркировка должна быть над каждым входом, шрифтом высотой не менее 100 мм и цветом, контрастирующим с цветом спасательного плота.

Маркировка контейнеров надувных спасательных плотов указывает:

1. Наименование изготовителя или торговую марку.
2. Серийный номер.
3. Наименование одобряющего органа и число людей, допускаемое к размещению.
4. Слово «SOLAS».

5. Тип заложенного комплекта аварийного снабжения: в случае полного комплекта маркировка должна состоять из надписи «SOLAS A PACK». Если администрацией разрешен неполный комплект, маркировка должна состоять из надписи «SOLAS B PACK». И та и другая нанесена печатными буквами латинского алфавита.

6. Дату проведения последнего обслуживания.

7. Длину фалиня.

8. Максимально допустимую высоту установки над ватерлинией (в зависимости от высоты, с которой производилось испытание сбрасыванием и длины фалиня).

9. Инструкцию по спуску.

Маркировка жестких спасательных плотов указывает:

1. Название судна и порт приписки, которому он принадлежит.

2. Наименование изготовителя.

3. Серийный номер.

4. Наименование одобряющего органа.

5. Число людей, допустимое к размещению, нанесенное над каждым входом шрифтом высотой не менее 100 мм и цветом, контрастирующим с цветом спасательного плота.

6. Слово «SOLAS».

7. Тип заложенного комплекта аварийного снабжения.

8. Длину фалиня.

9. Максимально допустимую высоту установки над ватерлинией (высоту, с которой производилось испытание сбрасыванием).

10. Инструкцию по спуску.

Спасательные плоты имеют следующее снабжение.

Часть предметов, входящих в снабжение надувного спасательного плота, прикреплена к его корпусу либо уложена внутри в карманы тента. Большая часть предметов снабжения размещена в контейнере, представляющем собой легкий полый цилиндр, закрываемый с торцов крышками. Контейнер помещен в водонепроницаемый чехол. На каждом спасательном плоту имеются следующие предметы снабжения:

— фонари — один, установленный на верху палатки, второй — внутри плота; оба огня имеют питание от водоналивных батареек, обеспечивающих продолжительность горения не менее 10 ч;

— плавучее спасательное кольцо оранжевого цвета, прикрепленное к плавучему спасательному линю длиной не менее 30 м, являющемуся бросательным концом, который подают людям, плавающим вблизи плота;

— нож с рукояткой, обеспечивающей ножу положительную плавучесть. Он сделан так, что исключена возможность случайных проколов им ткани плота. Нож может быть использован для перерезания пускового линя, если лень своевременно не отдался с судна;

— черпак из прорезиненной ткани и две губки для удаления воды из плота;

— два плавучих якоря, один из которых прикреплен снаружи к плоту линем, а другой — запасной — уложен внутри плота. Плавучие якоря действуют по принципу парашюта, уменьшая ветровой дрейф плота;

— два складных весла с положительной плавучестью, изготовленные из легких дюралевых трубок с лопастями;

— ремонтные принадлежности для заделки поврежденных мест в камерах плавучести. Они состоят из резиновых конических пробок, металлических заглушек, куска тонкой прорезиненной ткани и тюбиков с резиновым клеем (помещены в прорезиненный мешочек);

— три консервовскрывателя для вскрытия банок с питьевой водой;

— ручной мех или воздушный насос для надувания двойного днища и для подкачки воздуха в камеры плавучести;

— аптечка первой помощи в водонепроницаемой упаковке, укомплектованная медикаментами, таблетками от морской болезни и инструкцией по применению медикаментов;

— сосуд с градуировкой для использования при раздаче питьевой воды;

— электрический фонарь в водонепроницаемом исполнении, приспособленный для сигнализации по азбуке Морзе. К фонарю приложены комплект запасных батареек и запасная лампочка в герметичной упаковке;

— сигнальное зеркало (гелиограф), предназначенное для подачи сигналов в солнечную погоду;

— две парашютные ракеты, дающие на большой высоте ярко-красный свет;

— шесть фальшфейеров, дающих ярко-красный свет;

— сигнальный свисток или иное равноценное звукосигнальное средство;

— комплект рыболовных принадлежностей, в который входят набор крючков, блесны, грузила, мотки лески;



— пищевой рацион из расчета не менее 10 кДж на человека. В состав пищевого рациона могут входить витаминизированная карамель или брикеты концентратов, включающих высококалорийные компоненты, употребляемые без варки;

— питьевая вода в консервированном виде в пол-литровых жестяных банках из расчета 1,5 л на каждого человека в соответствии с вместимостью плота или по 1 л на каждого человека, если на плоту имеется опреснительный аппарат, способный опреснять 0,5 л воды на каждого человека в течение одних суток;

— инструкция по сохранению жизни на спасательном плоту и инструкция по его обслуживанию (в полиэтиленовом пакете);

— иллюстрированная таблица спасательных сигналов, изготовленная из водостойкого материала.

Все предметы снабжения (рис. 13.24) размещены на плоту таким образом, что при его надувании в перевернутом состоянии они остаются на своих местах, не выпадая из плота. Один из плавучих якорей всегда находится в рабочем состоянии снаружи плота для уменьшения скорости его дрейфа при ветре.

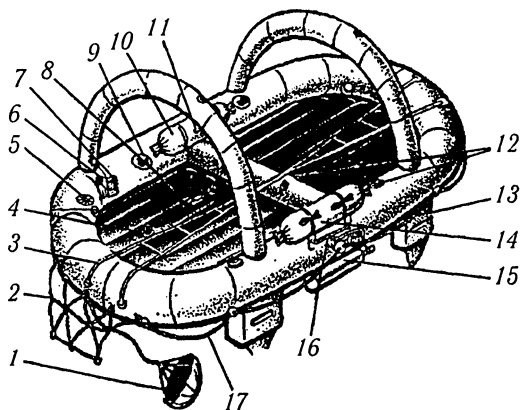


Рис. 13.24. Схема расположения деталей плота ПСН-10 и предметов снабжения (тент и шторки гогота не показаны):

- 1 — плавучий якорь; 2 — входной трап; 3 — внутренний трап;  
 4 — спускная пробка; 5 — черпак с губками; 6 — плавучий спасательный конец;  
 7 — мешок с пробками и аэроном; 8 — полиэтиленовый пакет с таблицей спасательных сигналов и памяткой находящейся на плоту;  
 9 — предохранительный клапан; 10 — мешок с веслами и запасным плавучим якорем; 11 — нож; 12 — клапан для подкачки; 13 — балластный карман;  
 14 — контейнер с предметами снабжения; 15 — баллон с газовой смесью;  
 16 — система газораспределения; 17 — спасательный леер

Надписи, нанесенные снаружи несмываемой краской, показывают вместимость плота (например, ПНС-6, ПНС-10), место входа в плот, его номер. Внутри имеются надписи, указывающее местонахождение предохранительных клапанов для подкачки воздуха, а также таблицы по немедленным действиям, рекомендации для спасающихся на плоту, сигналы бедствия и др.

### **13.4. Использование судовых спасательных средств**

#### **13.4.1. Подготовка к спуску спасательных средств**

Умелое использование спасательных средств является важнейшим условием спасения экипажа и пассажиров при гибели судна. Рассмотрим основные требования и правила выполнения спасательных операций [65].

В расписании по тревогам указываются члены экипажа, в обязанности которых входит подготовка спасательных средств к немедленному использованию, независимо от того, потребуются в дальнейшем эти средства или нет. В реальной аварийной ситуации, при возникновении необходимости покинуть судно, спустить спасательную шлюпку или плот должен уметь каждый из оставшихся в живых членов экипажа при любом их количестве и профессиональном составе.

Командиры спасательных средств, совершенствуя свою подготовку по их эксплуатации, должны готовить экипаж к умелым и согласованным действиям по спуску и подъему. Подготовка спасательных средств начинается сразу же после объявления любой тревоги и состоит из ряда действий, которые необходимо осуществлять по возможности одновременно.

При подготовке к спуску шлюпки необходимо:

— снять чехол (с открытых шлюпок), открыть входные люки и застопорить крышки в фиксированном положении (в закрытых шлюпках);

— плотно завернуть пробки в сливные отверстия, разнести один носовой фалинь (из требуемых по снабжению двух, см. пункт 1.3), тот, который крепится к носовой оконечности шлюпки клевантом, как можно дальше в сторону носовой части судна и закрепить на главной палубе, например на утках фальшборта. Если имеется и третий — кормовой фалинь, то его разносят к корме судна. С его

помощью удерживают шлюпку от раскачивания вдоль корпуса судна при спуске. Расчехлить спасательные шкентели с мусингами и аккуратно спустить в шлюпку;

— опробовать на холостом ходу двигатель, проверить его сцепление с гребным винтом, проверить наличие топлива в баке, вставить румпель (если он съемный);

— убедиться в исправности шлюпочной лебедки, ручного тормоза, подтягивающего устройства, концевых выключателей;

— убрать съемное или леерное ограждение в месте расположения шлюпки, проверить надежность крепления штормтрапа на палубе, вывалить штормтрап до воды;

— отдать откидные части поворотных кильблоков (при их наличии) и шлюпочные найтовы, если не предусмотрена их автоматическая отдача;

— расстопорить стрелы шлюпбалок;

— произвести доукомплектацию снабжения и средств жизнеобеспечения, если по условиям плавания некоторые виды снабжения невозможно держать в шлюпке. Например зимой, при отрицательных температурах, емкости с водой часто хранят в теплом помещении, поблизости от шлюпки. Погрузить в шлюпку дополнительно теплые одеяла, одежду, воду, рекомендованные пищевые продукты;

— столкнуть шлюпку с места путем кратковременного ослабления тормоза шлюпочной лебедки. Шлюпка готова к использованию. Если предполагается посадка людей со шлюпочной или специальной посадочной палубы, а не с места установки шлюпки, то дать ход шлюпбалкам ручным тормозом лебедки и, когда шлюпка опустится до уровня такой палубы, завести подтягивающее устройство, подтянуть шлюпку к борту судна и закрепить ходовые концы лопарей талей; выбрать с главной палубы судна втугую фалини и закрепить их. В этом случае с посадочной палубы грузят в шлюпку и все необходимое;

— посадка людей в шлюпки на пассажирских судах должна осуществляться, как правило, с места установки шлюпок «походному».

Предварительное вываливание и спуск шлюпок до уровня специальной посадочной палубы признается более рациональным в условиях накренения судна. В этом случае используется для вываливания шлюпки начальная стадия аварии, когда крен еще не достиг критической величины в отношении возможности

использования данной шлюпки. И посадка людей осуществляется значительно быстрее.

При подготовке к спуску спасательных плотов необходимо:

— снять леерное ограждение у места сбрасывания плота. Подготовить штормтрап, закрепить, начиная с нижней балясины, опустить его на всю длину по борту;

— разъединить вручную гидростатическое разъединяющее устройство — нажать на педаль гидростата как у отечественных плотов ПСН, либо отдать скобу. Найтовы отбросить в сторону борта;

— перевязать пусковой линь ниже слабого звена (он же фалинь у сбрасываемого плота) к корпусу судна, т.е. за утку, рым и т.п. в районе сбрасывания;

— снять плот с подставки и переместить к месту сбрасывания (если это необходимо). Убедиться, что водная поверхность у борта в месте сбрасывания чистая. Приготовиться к сбрасыванию по команде. Если контейнеры хранятся на стеллажах-сбрасывателях, то сбрасывание, как правило, осуществляется непосредственно с этого места;

— если судно имеет постоянный крен более  $15^\circ$  сбрасывание плотов производится с одного борта в сторону крена и соответственно место сбрасывания выбирают на этом борту. Во всех случаях перемещения (или перекачивания) плотов следует принимать меры для предотвращения выдергивания пускового линя.

Спускаемый плот подносят к месту расположения плотбалки. Два фалиня и пусковой линь крепятся к корпусу судна. Захват (глаголь-гак) шкентеля стрелы плотбалки крепится за огон на плоту. Если захват такой конструкции, что автоматически выкладывается при приводнении плота (без нагрузки), то для предотвращения его самовыкладывания на начальной стадии подвешивания плота необходимо, введя огон, крепко сжать захват руками и удерживать так до натяжения шкентеля втугую — момент перед отрывом плота от палубы.

Плот готов к выносу его за пределы борта, раскрытию, посадке людей и спуску, что осуществляется по команде командира шлюпки, получившего разрешение на спуск с мостика.

Подготовка к спуску спасательных шлюпок, спускаемых методом свободного падения, осуществляется одним человеком. По шлюпочному расписанию это офицер, обычно, механик. При этом он отдает леерное ограждение подхода к мотоботу, отключает разъем

линии зарядки аккумуляторных батарей от судового энергоснабжения. Далее он открывает входной люк, включает пакетник бортового электропитания от аккумуляторной батареи и выполняет действия по предварительной подготовке двигателя к пуску. Остальные действия по спуску выполняются командиром шлюпки (капитаном) изнутри шлюпки после посадки людей в нее.

### 13.4.2. Посадка на спасательные средства и их спуск

Решение об оставлении судна в аварийной ситуации может принять только капитан. Командиры спасательных средств должны уметь руководить посадкой людей в шлюпки и плоты и их спуском.

По приказанию капитана объявляется шлюпочная тревога и дается распоряжение об этом по трансляции принудительным вещанием. Все занимают свои места в шлюпках согласно расписанию. Командиры шлюпок проверяют наличие всех людей, которые должны быть в их шлюпке, и дают команду на спуск, если нет отсутствующих.

После объявления шлюпочной тревоги и в процессе посадки в спасательные средства старший помощник сам или во главе группы охраны порядка контролирует, чтобы никто не остался по тем или иным причинам (потеря сознания, травма, заклинивание выхода, повреждение каналов связи и т. д.). Нужно помнить, что вахта в машинном помещении находится в глубине судна, месте наиболее удаленном от расположения спасательных средств. При этом пути их эвакуации могут быть затруднены. Поэтому команду покинуть свои места машинной вахте нужно дать раньше объявления шлюпочной тревоги или одновременно с ней, но не позже.

Очень важно обеспечить должный порядок при посадке в спасательные средства и избежать паники при оставлении судна. В первую очередь нужно садить женщин, детей, раненых и стариков.

После посадки в шлюпку людей перед спуском командир шлюпки отдает команды «Завести двигатель» и «Приготовиться к спуску». Спускать шлюпку на воду даже в самых неблагоприятных условиях следует быстро.

Сначала вывести шлюпку на вертикаль ноков стрел шлюпбалок, плавно потравливая лопари талей подтягивающего устройства, и затем выложить глаголь-гаки.

Спустить шлюпку на воду ручным тормозом шлюпочной лебедки (лица, стоящие на фалинях, потравливают их так, чтобы шлюпка

не раскачивалась, шкентеля с мусингами свободно вытравливаются из шлюпки).

Выложить гаки шлюпталей при приводнении. Необходимо стремиться выложить оба блока талей одновременно. Обеспечивающим спуск закрепить фалини на судне без большой слабины и быстро по штурмтрапу спуститься в шлюпку.

По команде командира шлюпки «Отдать фалини», вынуть клеванты из огонов, дать ход шлюпке и отвести ее от борта. Следует иметь в виду, что фалини всегда необходимо отдавать на шлюпке, а не на борту судна и следить, чтобы конец отданного фалиня не попал под винт.

В случае невозможности нахождения у борта в ожидании спуска обеспечивающих из-за волнения или других опасностей, фалини отдать (обрубить) немедленно после выкладки гаков шлюпталей и отходить от борта, подбирая прыгающих в воду людей, оставшихся на борту и не севших в шлюпки.

Если посадка людей осуществляется в положении шлюпки на воде, то они спускаются в нее по штурмтрапу, спасательной сетке или шкентелям с мусингами после приводнения шлюпки, освобождения ее от талей и закрепления фалиней. При этом люди, уже находящиеся в шлюпке, с помощью отпорных крюков оберегают ее от ударов о корпус судна, удерживают натянутыми штурмтрапы и шкентели с мусингами, принимают спускающихся и помогают им занять место в шлюпке.

Закрытые моторные спасательные шлюпки спускаются, как правило, с людьми с места нахождения их «по-походному». При этом если шлюпбалки оборудованы устройством отдачи их стопоров и управления спуском шлюпки изнутри ее, то обеспечивающие на палубе не остаются. Командир шлюпки сам выполняет действия по дистанционной отдаче стопоров, спуску шлюпки и отдаче захватов шлюпталей при приводнении. Все спасающиеся располагаются по местам и хорошо крепятся стационарно установленными ремнями безопасности.

После подготовки к спуску мотобота, спускаемую свободным падением, все члены экипажа по команде заходят в него, садятся в кресла, плотно крепятся ремнями безопасности. Поскольку мотобот находится под уклоном ( $32^\circ$ ), то безопаснее, особенно в штормовую погоду, перемещаться в нем при посадке спиной вперед и без разворота садиться в кресла, которые установлены спинками к носу. Все спасающиеся должны быть в касках.

Управляет спуском обычно сам капитан. Старший помощник обязан обеспечить доставку в мотобот аварийного радиобуя и транспондера, проконтролировать наличие всех людей и доложить об этом капитану, лично загерметизировать входной люк. После доклада о готовности всех к спуску капитан пускает двигатель и после этого дистанционно отдает крепление шлюпки.

Мотобот (капсула) скатывается по направляющим с кормы вниз, с ускорением падает в воду, погружаясь в нее под углом к вертикали до глубины 3 м, при этом отходит от судна и всплывает в стороне от него.

Сбрасывание или спуск надувных спасательных плотов на воду по сравнению со спуском шлюпок (кроме спускаемых свободным падением) во много раз проще. Тем не менее эти операции должны выполняться в строго установленном порядке в соответствии с судовым расписанием под руководством командиров (старшин) плотов и только по их команде.

Во всех случаях перед сбрасыванием плота в воду обязательно следует убедиться в надежности крепления пускового линия к корпусу судна. После раскрытия плота пусковой линь будет использоваться как фалинь на время посадки людей. Полагаться на его удержание в руках нельзя.

Если плот небольшой вместимости, то два человека поднимают контейнер за торцы и сбрасывают его вручную. Плоты вместимостью 12 человек и более поднимают и сбрасывают четыре человека.

Если же контейнеры хранятся на стеллажах-сбрасывателях, то сбрасывание плотов за борт осуществляют 1—2 человека. Сбрасывают поочередно, по возможности с некоторым интервалом времени, чтобы избежать перепутывания пусковых линий.

Как только плот достигнет воды, привести в действие систему газонаполнения. Для этого быстро выбрать слабину пускового линия, которая в соответствии с правилами комплектования плотов бывает не менее 10 м. Как только линь туго натянется надо резко, лучше несколько раз, дернуть его. Нагрузка, которую надо преодолеть, примерно равна 7 кг. Тем самым приведет в действие пусковая головка газового баллона, и газ начнет поступать в камеры плавучести и арки плота. В камерах создается внутреннее давление, которое разрывает шнуровку чехла и разрывные болты, скрепляющие бандажи контейнера. В результате этого половинки контейнера распадаются и освобождают быстро надувающийся плот.

Надутый плот подтянуть к борту судна и удерживать у места посадки пусковым линем (уже стал фалинем).

Сначала в плот спускаются по штурмтрапу командир, который проверяет, правильно ли раскрылся плот и нет ли где повреждений, и 2 человека, которые принимают дополнительное снабжение, подаваемое с палубы. Проверив плот, командир дает команду на посадку. Люди спускаются по штурмтрапу, держась за его тетивы.

Два человека обеспечивают безопасность нахождения плота у борта судна и посадку остальных. Каждый спускающийся должен, не задерживаясь, проходить под тент с тем, чтобы освободить вход следующему. В аварийной ситуации для ускорения посадки можно прыгать на вход плота с высоты до 2 метров или в крайнем случае на тент (арки) плота с высоты не более 4,5 метров. Чем ниже, тем, конечно, лучше. Прыгать надо без обуви или в мягкой обуви; стараться смягчать падение, опираясь на арки. Те, кто вошел в плот, располагаются по периметру, на днище лицом к центру.

Очень важно, с целью повышения шансов на выживание, попадать в плот сухим. Однако, когда нет времени для спуска или последовательных прыжков на плот, спасающиеся, имея на себе спасательные жилеты, должны прыгать в воду, подплывать к плоту и влезать в него через один из входов. Забраться в плот из воды, используя входные трапы, легче, чем в шлюпку. Это важное положительное качество надувных плотов в отличие от шлюпок, подъем из воды в которые очень труден, а для обессиленных людей просто невозможен. Для поднятия обессиленного в шлюпку необходимо одному-двум человекам спуститься в воду и оказать помощь, подталкивая снизу, в то время, как другие два человека помогают непосредственно со шлюпки.

Спуск в плот раненых и больных следует производить с надетыми на них надутыми нагрудниками или жилетами. Людей в тяжелом и бессознательном состоянии лучше спускать вместе с носилками, к которым они должны быть надежно привязаны. Конечно, посадка в плот со штурмтрапа может быть только при благоприятных погодных условиях. В подавляющем большинстве случаев аварийных ситуаций оставление судна и использование спасательных средств происходит при значительном волнении. Спасающиеся прыгают в воду с надетыми индивидуальными спасательными средствами, подплывают к плоту и влезают в него.



### *Вопросы для самопроверки*

1. Какие типы шлюпбалок Вам известны?
2. Что такое «гравитационные шлюпбалки»?
3. Как устроена двухшарнирная шлюпбалка?
4. Как установлена шлюпка по-походному?
5. Какие особенности имеет одношарнирная шлюпбалка?
6. Каково назначение и устройство шлюпочной лебедки?
7. Как происходит вываливание стрел шлюпбалки?
8. Какие функции выполняет редуктор шлюпочной лебедки?
9. Как происходит управление шлюпочной лебедкой?
10. Какие существуют общие требования к спасательным шлюпкам?
11. Назовите и охарактеризуйте типы спасательных шлюпок.
12. Как устроена закрытая спасательная шлюпка?
13. Что такое «Кодекс ЛСА»?
14. Как обеспечивается непотопляемость и самовосстанавливаемость спасательных шлюпок?
15. Поясните назначение и устройство спасательной танкерной шлюпки.
16. Зачем на танкерной шлюпке нужен запас сжатого воздуха?
17. Какое оборудование устанавливается на танкерной шлюпке?
18. Как используется оборудование танкерной шлюпки при аварии судна в условиях пожара или при его отсутствии?
19. Что такое орошение танкерной шлюпки, как оно устроено и используется?
20. Как устроена спасательная шлюпка, спускаемая методом свободного падения?
21. Каков порядок использования шлюпки, спускаемой методом свободного падения?
22. Что такое дежурная спасательная шлюпка, каковы особенности ее устройства и использования?
23. Как обеспечивается плавучесть дежурной надувной спасательной шлюпки?
24. Как происходит посадка команды (пассажиров) в спасательные шлюпки разных типов?
25. При каких условиях (крен и дифферент судна) возможно использование спасательных шлюпок?
26. Каковы общие требования к спасательным плотам?
27. Как устроен надувной спасательный плот?

28. Как обеспечивается плавучесть надувного спасательного плота?
29. Как размещаются на судне спасательные плоты и каков порядок их использования?
30. Как осуществляется посадка людей в надувные плоты?
31. Как устроено и работает гидростатическое устройство?
32. Назовите маркировку спасательных плотов.
33. Каково снабжение спасательных плотов?
34. Кто и когда готовит спасательные средства к немедленному использованию?
35. Обязан ли каждый член экипажа уметь спустить за борт спасательную шлюпку или плот?
36. Что необходимо выполнить и в какой последовательности при подготовке шлюпки к спуску?
37. Как происходит посадка людей в спасательную шлюпку?
38. Что необходимо выполнить и в какой последовательности при подготовке к спуску спасательного плота?
39. Какие обязанности капитана, старпома и командиров спасательных средств в аварийной ситуации?
40. Как объявляется шлюпочная тревога и каковы при этом действия командиров шлюпок, старшего помощника и членов экипажа (пассажиров)?
41. Какие команды отдает командир шлюпки после посадки людей перед и после спуска шлюпки?
42. Когда обеспечивается эвакуация машинной команды?
43. Как и кем обеспечивается подготовка к спуску мотобота, сбрасываемого свободным падением? Как происходит посадка экипажа и кто, и как управляет спуском мотобота?
44. Кто, когда и как производит сбрасывание надувных плотов?
45. Как происходит посадка людей в надувные плоты, в особенности, раненых и больных? Используются ли при этом индивидуальные спасательные средства?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 229237 (СССР). — Б. И., 1968, № 32.
2. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: «Машиностроение», 1972. — 320 с.
3. Беляев И.Г. Техническая эксплуатация вспомогательных механизмов теплоходов. — М.: Транспорт, 198. — 207 с.
4. Валдаев М.М. Гидравлические приводы судовых палубных механизмов. — Л.: Судостроение, 1973. — 296 с.
5. Ватипко Б.А., Бригада В.Г., Ролинский В.И. Техническая эксплуатация судовых палубных механизмов и закрытий. М.: Транспорт, 1978. — 199 с.
6. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. — Одесса: ОГМА, 1999. — 321 с.
7. Дёкин Б.Г. Натурные нагрузочные характеристики рулевых машин. М.: В/О Мортехинформреклама, № 813-мф, 1988.
8. Дёкин Б.Г. Нагрузка рулевой машины при дрейфе кормы судна. — М.: В/О Мортехинформреклама. — № 1263-мф, 1993.
9. Декин Б.Г. Рулевое устройство с подвижным рулем. — М.: В/О Мортехинформреклама. — № 587-мф, 1986.
10. Декин Б.Г. О перспективе применения погруженного лопастного рулевого привода. — № 589-мф, 1986.
11. Декин Б.Г., Гидравлическая система управления силовым приводом судовой рулевой машины, авторское свидетельство SU 1039812A, 1983.
12. Декин Б.Г. Гидравлическая система управления силовым гидроприводом судовой рулевой машины, авторское свидетельство. 982971, 1982.
13. Декин Б.Г. Рулевое устройство судна, авторское свидетельство. SU 1276565, 1986.
14. Декин Б.Г. Судовой объемный гидравлический привод. — Одесса: Фенікс, 2002. — 140 с.
15. Декин Б.Г. Техническая эксплуатация судового объёмного гидравлического привода: Учебн. пособ. — Одесса: Фенікс, 2003. — 152 с.
16. Декин Б.Г, Писклов В.Т. Машины судового объёмного гидравлического привода: Учебное пособие. — Одесса: Фенікс, 2003. — 140 с.
17. Дёкин Б.Г. Гидравлические линии и масла судового объёмного гидропривода: Учебн. пособие. Одесса: Фенікс, 2004. — 64 с.
18. Ермилов В.Г. Теплообменные аппараты и конденсационные установки. Л.: Судостроение, 1974. -224 с.
19. Завиша В.В. Гидравлические рулевые машины. — М.: Транспорт, 1965. — 224 с.
20. Завиша В.В., Декин Б.Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы. — М.: Транспорт, 1984. — 360 с.

21. Замоткин А.П. Морская практика для матроса: Учеб. пособие для ПУЗ. — М.: Транспорт, 1993. — 256 с.
22. Зарецкий В.М., Лесовой В.А. Эксплуатация судовых устройств и корпуса. — М.: Транспорт, 1990. — 258 с.
23. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — Л.: Судостроение, 1972. — 566 с.
24. Іванов Б.М., Колегаєв М.О, Касилов Ю.І., Іванов О.І. Основи охорони праці на морському транспорті: Підручник для студентів вищих навчальних закладів. — Одеса: КОМПАС, 2003. — 416 с.
25. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / В.М. Азарсков, А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, Н.М. Медникова. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 244 с.
26. Иванов Б.Н. Охрана труда на морском транспорте — М.: Транспорт, 1989.
27. Климов Е.Н. Основы технической диагностики судовых энергетических установок. — М.: Транспорт, 1980. — 148 с.
28. Коваленко В.Ф., Лукин Г.Я. Судовые водоопреснительные установки. — Л.: Судостроение, 1970. — 304 с.
29. Коротков Ю.Ф., Огарков Л.Ф. Основные требования ИМО к судовым электрогидравлическим рулевым приводам // Судостроение. — 1983. — №5. — С. 19-22.
30. Мальцев А.С. Маневрирование судов при расхождении. — Одесса: Морской тренажерный центр, 2004. — 212 с.
31. Машущкин Ю.М. Управляемость промысловых судов. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 232 с.
32. Михеев М.А., Михеев И.М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. — 341 с.
33. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. — Л.: Судостроение, 1971. — 383 с.
34. Першиц Р.Я. Управляемость и управление судном. — Л.: Судостроение, 1983. — 272 с.
35. Писклов В.Т. Вспомогательная ветроэнергетическая установка морского судна. — М.: Транспорт, 1993. — 143 с.
36. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М.: Машиностроение, 1977. — 424 с.
37. Поправки 1981 г. к Международной конвенции по охране человеческой жизни на море 1974 года. — М.: В/О «Мортехинформреклама», 1984. — 392 с.
38. Правила классификации и постройки морских судов. Регистр СССР. — М.: Транспорт, 1985. — 960 с.
39. Правила технической эксплуатации судовых технических средств. РД 31.21.30.-83. — М.: В/О «Мортехинформреклама», 1984. — 388 с.
40. Руководство по техническому надзору за судами в эксплуатации. Регистр СССР. — Л.: Транспорт, 1981. — 328 с.

41. Слижевский Н.Б. Проектирование рулевых устройств. Ч.II. Гидродинамический расчет рулей. Николаев, НКИ, 1971. — 61 с.
42. Смирнов Ю.А. К проблеме нормирования основных параметров рулевых устройств // Науч.-технич. сборник Регистра СССР. — Л., 1976. — Вып. 3. — С. 362-372.
43. Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения. — Л.: Судостроение, 1976. — 478 с.
44. Судовые вспомогательные механизмы и системы: Учеб. для вузов / В.М. Харин, Б.Г. Декин, О.Н. Занько, В.Т. Писклов; Под ред. В.М. Харина. — М.: Транспорт, 1992. — 319 с.
45. Судовые сепараторы топлива и масла: Учебное пособие / В.М. Харин, Н.Н. Кобяков, Э.В. Корнилов; под ред. д-ра техн. наук, профессора В.М. Харина. — Одесса: Латстар, 2001. — 104 с.
46. Судовые устройства / Под. ред. М.Н. Александрова. — Л.: Судостроение, 1987. — 656 с.
47. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. — М.: Машиностроение, 1981. — 216 с., ил. — (межизд. сер. «Надежность и качество»).
48. Хаймович Е.М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. — М.: Машгиз, 1953. — 336 с.
49. Харин В.М., Завиша В.В. Исследование объемного К.П.Д. рулевых лопастных приводов и метод уточнения его расчета // «Судостроение и морские сооружения». — 1967. — Вып. 5. — С. 11.
50. Харин В.М. Современные гидравлические рулевые машины и их эксплуатация. — М., 1975. Обзорная информация ЦБНТИ ММФ. — Сер. ТЭФ. — 113 с.
51. Харин В.М. Автоколебания гидравлических рулевых машин и целесообразность их работы в режиме двух насосов. — М., 1976. (Экспресс-информация ЦБНТИ ММФ, сер. ТЭФ), №21 (409). — 23 с.
52. Харин В.М. Влияние режимов работы гидравлических рулевых машин на маневренность судна. — Труды НКИ, вып. 126. Николаев, НКИ, 1977, с. 75-79.
53. Харин В.М. Методика и результаты сравнительных экспериментальных исследований маневренности судна при работе рулевой машины в режиме одного и двух насосов. Материалы по обмену опытом НТО Судпрома им. акад. А.Н. Крылова. — Л.: Судостроение, 1979. — Вып. 296. — С. 49-54.
54. Харин В.М. Методы оценки и обеспечения устойчивости гидравлических и электрогидравлических рулевых машин. — М., 1980. Экспресс-информация ЦБНТИ ММФ, сер. ТЭФ, №13 (497) — 28 с.
55. Харин В.М. Специальные испытания электрогидравлических рулевых машин на устойчивость. — М., 1981. Экспресс-информация ЦБНТИ ММФ, сер. ТЭФ, №16 (520), с. 1-13.
56. Харин В.М. Рулевые машины судов промыслового флота. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 184 с.

57. Харин В.М., Скоморохов В.И. Судовые воздушные компрессоры: Учебное пособие / Под ред. профессора, д-ра техн. наук В.М. Харина. — Одесса: Фенікс, 2003. — 144 с.
58. Харин В.М. Судовые гидравлические рулевые машины: Учебное пособие — Одесса: Фенікс, 2005. — 280 с.
59. Харин В.М. Судовые центробежные сепараторы: Учебное пособие — Одесса: Астропринт, 2006. — 128 с.
60. Харин В.М. Гидравлические рулевые машины (пособие для судоводителя). — Одесса: Астропринт, 2007. — 208 с.
61. Харин В.М. Судовые гидравлические рулевые машины, гидроприводные механизмы и их эксплуатация. Краткий курс. Учебное пособие. — Одесса: изд-во «Optimum», 2009. — 144 с.
62. Хордас Г.С. Расчеты общесудовых систем. — Л.: Судостроение, 1983. — 440 с.
63. Чиняев И.А. Судовые вспомогательные механизмы. — М.: Транспорт, 1989. — 295 с.
64. Черкасский В.М. Насосы, вентилаторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 416 с.
65. Шмаков М.Г. Судовые спасательные средства. — Л.: Судостроение, 1970. — 360 с.
66. Эксплуатация судовых спасательных средств. Учебное пособие / Супрунец И.П. — Одесса: ЦПАП, 1997. — 85 с.
67. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова и др.; под ред. В.А. Хохлова. — М.: Машиностроение, 1971. — 432 с.
68. Юдович А.Б. Предотвращение навигационных аварий морских судов. — 2-е изд., доп. — М.: Транспорт, 1988. — 224 с.: ил. 48, табл. 14.





# ПРИЛОЖЕНИЯ





## Признаки неисправностей центробежных насосов, возможные причины и способы их устранения

Неисправность	Причина неисправностей	Способ устранения	
Отсутствие подачи при пуске насоса	Неполное заполнение водой	Заполнить насос жидкостью	
	Подсос воздуха в приемном трубопроводе	Проверить плотность соединений	
	Закрытие клапана на всасывающей магистрали	Открыть клапан	
	Загрязнение рабочего колеса или приемной сетки	Прочистить колесо или сетку	
	Большая высота всасывания	Устранить причины увеличения высоты всасывания	
	Недостаточность подачи и напора, развиваемого насосом	Подсос воздуха в приемный трубопровод	Подтянуть болты фланцевых соединений
		Недостаточная частота вращения двигателя	Увеличить частоту вращения
Загрязнение рабочего колеса или приемной сетки		Прочистить колесо или сетку	
Неправильное направление вращения рабочего колеса		Изменить направление вращения приводного двигателя	
Неправильная посадка рабочего колеса на вал (в перевернутом положении, что обычно случается у колеса с двухсторонним входом)		Правильно посадить колесо на вал	

## Продолжение таблицы П. 1.1

Отсутствие необходимого вакуума	<p>Большой подсос воздуха в трубопровод</p> <p>Неисправность самовсасывающего устройства:</p> <p>заедание распределительного золотника вследствие загрязнения, поломки пружины или сильфона;</p> <p>засорение каналов в корпусе золотника или соединительной трубки от поплавкового устройства к золотниковому;</p> <p>увеличение зазора между распределительным диском и рабочим колесом вакуум-насоса;</p> <p>перегрев воды в резервуаре вакуум-насоса</p>	<p>Устранить подсос воздуха</p> <p>Разобрать золотник, промыть детали, заменить поврежденные</p> <p>Прочистить каналы в корпусе и трубку</p> <p>Установить необходимый зазор</p> <p>Заменить воду</p>
---------------------------------	--	---

Продолжение таблицы П. 1.1

Увеличение потребляемой мощности	Большая частота вращения	Уменьшить частоту вращения
	Из-за неправильной сборки насоса вал тяжело проворачивается вручную	Отрегулировать торцевые зазоры колеса, устранить перекосы и задевание колеса о неподвижные детали
Нагревание сальника	Сильная затяжка набивочного сальника	Ослабить затяжку
	Неправильное направление вращения рабочего колеса	Изменить направление вращения вала колеса
	Неправильная посадка рабочего колеса на вал (в перевернутом положении)	Правильно посадить колесо на вал
Нагревание корпуса насоса	Механические дефекты	Устранить дефекты
	Износ набивки сальника; сильная затяжка сальника	Заменить набивку; ослабить затяжку
	Работа насоса с закрытой напорной задвижкой	Открыть задвижку

Окончание таблицы П. 1.1

Нагревание сальника	Износ набивки сальника; сильная затыжка сальника	Заменить набивку; ослабить затыжку
	Работа насоса с закрытой напорной задвижкой	Открыть задвижку
Сильные шум и вибрация насоса	Явление кавитации	Устранить причины уменьшения высоты всасывания
	Ослабление крепления насоса	Усилить затыжку
	Неправильная центровка; износ подшипника, вызвавший проседание вала и задевание рабочего колеса за корпус	Заменить подшипники, произвести центровку
	Приближение частоты вращения рабочего колеса к критической	Изменить режим работы
	Наличие посторонних предметов в каналах рабочего колеса	Разобрать насос, удалить посторонние предметы

Таблица П. 1.2  
Характерные неисправности вихревых насосов, причины и способы их устранения

Неисправности	Причина неисправностей	Способ устранения
Отсутствие всасывания жидкости насосом	Недостаточное заполнение жидкостью  Большая высота всасывания	Заполнить насос жидкостью  Замерить и отрегулировать торцевые зазоры (суммарный зазор по обе стороны колеса не должен превышать 0,1-0,15 мм)
При закрытии клапана на нагнетательном трубопроводе давление не увеличивается	Неисправность предохранительного клапана	Отремонтировать клапан
Недостаточность подачи, развиваемой насосом	Большие торцевые зазоры Подсос воздуха через неплотности всасывающего трубопровода Недостаточная частота вращения двигателя	Отрегулировать зазоры  Устранить подсос воздуха  Увеличить частоту вращения
Уменьшение напора	Большие торцевые зазоры  Неправильное регулирование предохранительного клапана	Отрегулировать зазоры  Отрегулировать клапан на требуемое давление; если сломана пружина клапана, заменить ее

## Окончание таблицы П. 1.2

Увеличение потребляемой мощности	Давление нагнетания больше допустимого	Уменьшить давление в нагнетательной сети или увеличить мощность двигателя
	Сильная затяжка набивочного сальника	Ослабить затяжку сальника
Стук в насосе	Наличие в насосе посторонних предметов, поломка внутренних деталей	Осмотреть рабочее колесо и произвести необходимый ремонт или заменить поврежденные детали
	Загрязнение масла	Промыть подшипники и залить чистое масло
Нагрев подшипников	Неправильная центровка валов насоса и двигателя	Произвести центровку

**Увеличение зазоров в результате износа  
(компрессор фирмы «Хамворти»)**

Размеры, мм		Максимум зазора, не требующий замены деталей	Рекомендуемый размер деталей перед заменой	
			мин.	макс.
1-ая ступень	поршень	0,406	120,27	-
	отверстие цилиндра		-	120,83
2-ая ступень	поршень	0,559	50,27	-
	отверстие цилиндра		-	51,05
Верхняя головка шатуна	поршн. палец	0,152	38,02	-
	втулка		-	38,23
Нижняя головка	цапфа	0,203	63,37	-
	подшипник		-	63,65
Коренные подшипники	цапфа	0,203	63,37	-
	подшипник		-	63,65
Зазор поршневых колец	1-ая ступень	1,143	-	-
	2-ая ступень	1,117	-	-
Кольца и канавки 1-ой ступени	уплотн. кольца (ширина)	0,254	2,21	-
	уплотн. канавки (ширина)		-	2,62
Кольца и канавки 2-ой ступени	маслян. кольца (ширина)	0,254	6,17	-
	маслян. канавки (ширина)		-	6,58
	компресс. кольца (ширина)	0,152	1,88	-
	уплотнитель- ные канавки (ширина)		-	2,11
Игра оси коленчатого вала	размеры, когда новый	0,508/0,762	-	-
			-	-

Таблица П. 3.2  
**Возможные неисправности поршневых компрессоров фирмы «Хамворти»**

Неисправность	Возможная причина	Меры по исправлению
Срабатывание предохранительного клапана 2-й ступени	Запорный клапан компрессора перекрыт	Открыть запорный клапан
	Воздушные баллоны полны	Остановить компрессор
	Предохранительный клапан неисправен	Проверить клапан
	Неправильная установка выключателя давления	Проверить регулировку
Срабатывание предохранительного клапана 1-ой ступени	Всасывающий или нагнетательный клапан 2-ой ступени поврежден или загрязнен	Прочистить и осмотреть клапаны, сломанные части заменить
	Неисправный предохранительный клапан	Осмотреть клапан
Перегрев компрессора	Неправильный поток охлаждающей воды	Проверить поток охлаждающей воды
	Засорение охладителей.	Прочистить и проверить охладители
Перегрев 1-ой ступени	Клапаны 1-ой ступени повреждены или загрязнены	Прочистить и осмотреть каждый клапан
	Клапаны 2-ой ступени повреждены или загрязнены	Прочистить и осмотреть каждый клапан
Компрессор не дает полное давление или подачу	Клапаны повреждены или загрязнены (неполная подача свидетельствует о том, что имеется неисправность в клапанах 1-ой ступени)	Прочистить и осмотреть клапаны, сломанные части заменить



## Продолжение таблицы П. 3.2

	Утечка в поршневых кольцах	Убедится в том, что кольца свободны в канавках
		Заменить изношенные или испорченные кольца
	Чрезмерный износ цилиндров	Замерить цилиндры и заменить при необходимости поршни и кольца
	Низкая частота вращения компрессора	Проверить и отрегулировать скорость компрессора
	Засоренный входной фильтр.	Прочистить фильтр
	Неисправный разгрузчик линии нагнетания	Проверить работу разгрузчика
Необходимость частого ухода за клапанами	Перегрев	Поддерживать клапаны, поршневые кольца и охлаждающую воду системы в хорошем рабочем состоянии
	Засоренное всасывание	Проверить и прочистить входной фильтр
	Чрезмерный перенос масла поршнем 1-ой ступени (для ЭКП одностороннего действия)	Убедится в том, что масляеъемные кольца поршня 1-й ступени изношены и правильно сидят в своих канавках, а также в том, что канавки самих поршней не засорены. При необходимости заменить кольца

## Продолжение таблицы П. 3.2

	Чрезмерная влага в воздушных проходах	Проверить герметичность соединений между блоком цилиндра и головками 1-й и 2-й ступеней. Использовать выпускные краны охладителя, как описано в инструкциях по запуску
	В компрессор внесено загрязнение	Проверить и очистить воздушный фильтр
Перегрев линии подачи воздуха	Система охлаждения не функционирует нормально	Проверить подачу охлаждающей воды. Открыть и прочистить запорные клапаны
Перегрев картера	Длительная работа с предыдущей неисправностью	См. предыдущую неисправность
"Удары" при движении частей компрессора	Ослабленное соединение в шатуне или коренных подшипниках	Подогнать или заменить соответствующие подшипники
	Ослабла шпонка маховика	Заменить шпонку
Низкое давление масла	Засорение сетки фильтра	Вынуть и промыть в бензине. Дать бензину стечь и высушить перед установкой на место
	Недостаточно масла в картере	Проверить уровень масла.
	Засорение элемента масляного фильтра	При необходимости - дополнить Вставить новый элемент

Окончание таблицы П. 3.2

	Поломка трубы в системе смазки	Заменить трубу
	Масляный насос требует капитального ремонта	Заменить или отремонтировать насос.
	Чрезмерный зазор в подшипниках	Проверить зазоры, а при необходимости заменить подшипники
Утечка в невозвратном клапане линии подачи	Повреждение седла	Разобрать, прочистить и подогнать клапаны к седлам
Повышенный расход масла	Высокий уровень масла в картере. Загорание и износ поршневых колец	Снизить уровень масла до нормы. Заменить кольца

## Характеристики сепараторов фирмы «Альфа-Лаваль»

Марка сепаратора	Производительность при вязкости топлива ВУ, л/час		Число оборотов барабана, об/мин	Мощность эл.двигателя, кВт	Объем грязевой камеры, л	Количество тарелок, шт	Зазор между тарелками, мм
	2°	6°					
MB 1200	375	120	9130	0,5	0,2	33	0,6
MB 1300	850	270	8340	1,0	0,8	48	0,7
MB 1400	1750	560	730	1,1	1,2	43	0,7
MB 1500	3000	970	7250	2,0	2,0	63	0,7
MB 1700	5000	1600	6180	2,6	4,0	64	0,8
VJB 2900	10000	3200	6110	6,0	9,8	97	0,8
HVB 310	11000	3500	5670	8,0	12,6	100	0,9
MPX 207-00	5000	1600	6150	7,5	4,0	93	0,75
MPX 309-00F	8000	2800	5670	9,2	7,1	114	0,75
MAPX 205T-00	4350	3000	5670	5	1,4	44	0,70
MAPX 207S-00	5750	3500	6150	5,5	4	93	0,75
MAPX 210T-00	12500	7500	6180	11	6	81	0,80
MAPX 313T-00	19000	11000	5620	20	13	104	0,90

Таблица П. 5.1  
Характеристики двухплунжерных рулевых машин фирмы Natlара (Германия)

Характеристика	Размерность	Марка					
		R 4 L 160	R 4 L 200	R 4 L 250	R 4 L 300	R 4 L 340	
Номинальный момент	кН·м	25	50	100	170	250	
Максимальный момент	кН·м	40	80	160	270	400	
Диаметр баллера	мм	160	200	250	300	340	
Мощность электродвигателя	кВт	2,2	3,1	5,6	10,0	13,0	
Длина	мм	1460	1790	2130	2460	2800	
Ширина	мм	610	760	925	1100	1200	
Вес	кг	800	1400	2200	3350	4500	

Таблица П. 5.2  
 Характеристики четырехплунжерных рулевых машин фирмы Natlара (Германия)

Характеристика	Размер- ность	Марка									
		R4	R4	R4	R4	R4	R4	R4	R4	R4	R4
Номинальный момент	кН·м	250	350	460	630	800	1200	1800	2500	3850	6300
Максимальный момент	кН·м	400	560	750	1000	1270	1900	2900	4000	6150	10000
Мощность электродвиг.	кВт	14	20	25	32	42	62	95	130	195	4x160
Диаметр баллера	мм	340	380	420	460	500	550	650	750	850	1000
Длина	мм	2900	3150	3650	3930	4250	4860	5700	6720	7250	8280
Ширина	мм	1400	1500	1740	1820	2080	2220	2600	3210	3600	4100
Радиус румпеля	мм	400	450	500	530	600	700	820	950	1100	1250
Вес	кг	4100	5100	6500	8300	12100	16400	24500	35000	46000	59000

## Характеристики аксиально-поршневых насосов фирмы Натлара (Германия)

Тип	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Давление, МПа	Подача, л/мин	Мощность, кВт	Вес, кг
ZRP6	1000-1800	18,0	6,0-11,0	4,0	50
ZRP8	1000-1800	18,0	8,0-14,5	5,5	55
ZRP 12	1000-1800	25,0	11-21	7,5	120
ZRP 16	1000-1500	25,0	15-23	7,0	130
ZRP 16	1800	25,0	28	8	190
ZRP 20	1000-1800	25,0	19-35	12	190
ZRP 23	1000-1500	25,0	22-39	14	200
A2F 23	1500-3000	32,0	32-66	20	210
A2F 28	1500-3000	32,0	40-80	20	210
A2F 32	1500-3000	32,0	48-90	25	210
A2F 45	1000-1800	32,0	42-77	25	250
A2F 55	1000-1800	32,0	52-95	30	250
A2F 63	1000-1800	32,0	60-110	35	310
28		30,0	49	20	
55		30,0	96	35	
71		30,0	124	45	
125		30,0	218	75	
250		30,0	435	145	
355		30,0	510	170	
500		30,0	720	240	
1000		30,0	1150	380	

## Двухплунжерные ГРМ (тип R, Япония)

Тип	R-200		R-225			R-250		
	RW-200		RW-225			RW-250		
Характеристики	RP-225		RP-225			RP-250		
	26	31	36	43	50	60	72	86
Крутящий момент, т·м	310		330			370		
Диаметр баллера, мм	460		510			560		
Радиус румпеля, мм	200		225			250		
Диаметр плунжера, мм	716x1		720x1			720x1		
Тип и число насосов, BV	716x2		720x2			720x2		
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	1750		1750			1750		
	14,0	17,0	14,0	17,0	14,0	17,0	20,5	24,5
Номинальное давление, МПа	7,5x1	11x1	11x1	15x1	15x1	18,5x1	-	-
	7,5x2	11x2	11x2	15x2	15x2	18,5x2	18,5x2	22x2
Мощность и число двигателей, кВт	5,5x2		7,5x2			11x2		
	160		180			200		
Объем рабочей жидкости, дм <sup>3</sup>	1640		1805			2005		
Размер А, мм	1640		1805			2005		



## Четырехплунжерные ГРМ (тип Г, Япония)

Тип	F21-180	F21-200		F21-255		F21-250		F21-265	F21-280	F21-300	F21-315	
	F22-180	F22-200		F22-225		F22-250		F22-265	F22-280	F22-300	F22-315	
Харак-ки	52	62	72	86	100	120	140	170	205	235	285	330
Крутящий момент, т·м	380		425		475		535		600		680	
	470		520		580		650		730		820	
Диаметр баллера, мм	180		200		225		250		280		300	
	720x2		725x2		725x2		732x2		740x2		740x2	
Тип и число насосов, ВV	716x2		720x2		720x2		725x2		725x2		725x2	
	1750		1750		1750		1750		1750		1750	
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	17,0		17,0		17,0		17,0		17,0		20,5	
	20,5		20,5		20,5		20,5		20,5		20,5	
Номинальное давление, МПа	15x2		18,5x2		22x2		30x2		37x2		45x2	
	7,5x2		11x2		15x2		18,5x2		22x2		30x2	
Мощность и число двигателей, кВт	300		550		580		860		900		1500	
	200		350		370		630		660		750	
Объем рабочей жидкости, дм <sup>3</sup>	1690		1840		2025		2240		2385		2670	
	2510		2795		315		330		370		450	

## Четырехплунжерные ГРМ (тип S, Япония)

Тип	S21-315	S32-335	S32-355	S32-375	S43-400	S43-450	S43-475	S43-500								
	S22-315	S22-335	S22-355	S22-375	S33-400	S33-450	S33-475	S33-500								
Харак-ки	375	435	455	540	570	660	695	805	845	1000	1060	1330	1400	1850	1930	2190
Крутящий момент, т·м	700		750		800		850		900		1000		1100		1200	
Диаметр баллера, мм	1000		1100		1200		1300		1400		1500		1650		1750	
Радиус румпеля, мм	315		335		355		375		400		450		475		500	
Диаметр плунжера, мм	740x2		740x3		740x3		740x3		740x4		740x4		750x4		750x4	
Тип и число насосов, BV	732x2		740x2		740x2		740x2		740x3		740x3		750x3		750x3	
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	1150		1150		1150		1150		1150		1150		1150		870	
Номинальное давление, МПа	19,0	22,0	18,5	22,0	19,0	22,0	19,0	22,0	19,0	22,5	17,5	22,0	19,0	25,0	22,0	25,0
	110x2	132x2	75x3	90x3	90x3	110x3	110x3	110x3	90x4	90x4	110x4	132x4	132x4	185x4	185x4	200x4
Мощность и число двигателей, kW	55x2	75x2	75x2	90x2	90x2	110x2	110x2	110x2	90x3	90x3	110x3	132x3	132x3	185x3	185x3	200x3
	2100	3100	3200	3200	3300	3300	3300	4800	4800	5300	5300	8600	8600	8800	8800	8800
Объем рабочей жидкости, дм <sup>3</sup>	1100	2200	2300	2400	2400	2400	2400	3800	3800	4100	4100	6800	6800	7000	7000	7000
	3460	3745	4030	4135	4135	4135	5165	5165	5685	5685	6185	6185	6185	6585	6585	6585
Размер А, мм	1960	2125	2295	2460	2460	2460	2640	2640	2855	2855	3100	3100	3100	3310	3310	3310

### Неисправности гидравлической швартовой лебедки и их устранение

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Отсутствие вращения барабана	Поломка досылающей пружины	Вращением маховика в сторону "Включить" попытаться толчками ввести муфту в зацепление; при очередном осмотре заменить пружину
	Нерасторженность лебедки	Лебедку растормозить; проверить работу механизмов гидросистемы;
	Отсутствие подачи масла к гидромотору	устранить неисправность
	Выход из строя гидромотора	Отремонтировать или заменить гидромотор
Недостаточность тормозного момента ленточного тормоза	Незначительное срабатывание тормозных накладок	Отрегулировать тормоз
	Замасленность тормозного шкива и фрикционных накладок ленты	Снять тормозную ленту, промыть шкив и накладки бензином, просушить
	Сработанность накладок лент	Заменить накладки
Отсутствие перемещения шкалы "Фактически" устройства ограничения длины вытравленного каната при травлении каната в автоматическом режиме	Пробуксовывание фрикциона	Отрегулировать усилие пружины

Продолжение таблицы П. 7

Отсутствие перемещения каретки канато-укладчика при включении лебедки	Нахождение рукоятки управления в положении "Выключено"	Перевести рукоятку в положение "Включено"
	Вывод поводка из зацепления с ходовым винтом	Установить поводок в исходное положение
Работа гидромотора толчками или с недостаточной скоростью	Большая утечка рабочей жидкости из гидросистемы	Устранить утечку и заполнить маслом бак дренажной станции и пневмобак
	Неисправность двустороннего напорного золотника	Отремонтировать золотник
	Неисправность подпиточного насоса	Проверить работу насоса и чистоту фильтра
	Наличие воздуха в гидросистеме	Удалить воздух
	Большие внутренние протечки в гидромоторе или гидронасосе	Проверить дренажную магистраль гидромотора, заменить или отремонтировать механизмы

## Продолжение таблицы П. 7

Продолжение действия лебедки при установке механизма управления подачей гидронасоса в среднее положение	Несоответствие положения крана переключения режимов работы гидронасоса режиму управления	Установить кран в положение необходимого режима управления
Отсутствие давления в системе гидроуправления	Утечка масла, воздуха и разрегулирование системы управления подачей	Удалить воздух из контура, отрегулировать; устранить причины утечек
	Неисправность насосного агрегата дренажной станции	Отремонтировать или заменить насос
	Регулирование напорного золотника станции	Отрегулировать золотник
Отказ насоса подпитки	Утечка воздуха из пневмобака	Устранить утечку воздуха
	Нарушение настройки реле давления пневмобака	Отрегулировать реле на необходимое давление
	Неисправность электродвигателя насоса	Отремонтировать электродвигатель
Переполнение маслом бака дренажной станции	Разрегулирование напорного золотника откачивания дренажа	Отрегулировать золотник
	Неисправность верхнего поплавкового датчика	Отремонтировать датчик
Откачивание дренажа до полного осушения дренажной станции	Неисправность нижнего поплавкового датчика	Отремонтировать датчик

Продолжение таблицы П. 7

Отсутствие торможения лебедки при вытравливании заданной длины каната в автоматическом режиме	Неисправность конечного выключателя или его привода	Отремонтировать выключатель или привод
Отказ тормоза при переключении на автоматический режим	Неисправность конечного выключателя или задающего устройства	Отремонтировать выключатель или задающее устройство
После перепуска масла из аккумулятора в пневмобак повышение в нем давления до срабатывания предохранительного клапана и снижение давления в аккумуляторе	Разрыв диафрагмы аккумулятора	Заменить диафрагму
Отсутствие горения сигнальных ламп "Напряжение" на щите питания и щите автоматики	Перегорание предохранителя или лампы	Заменить лампы
Отсутствие горения сигнальной лампы на щите автоматики при горении лампы на щите питания	Перегорание предохранителей фидеров	Заменить плавкую вставку

## Продолжение таблицы П. 7

Отказ главного насосного агрегата	Отсутствие нулевой подачи насосного агрегата	Отрегулировать нулевую подачу
	Отсутствие давления в системе управления	Запустить насос системы управления в режиме "Барабан"
	Перегорание предохранителей в станции управления	Заменить плавкие вставки
	Неисправность контактов линейного контактора	Заменить контакты
	Обрыв в цепи катушки линейного контактора	Восстановить цепь
	Отсутствие аварийного питания схемы сигнализации	Восстановить цепь
	Отсутствие аварийного питания звонков схемы сигнализации	Восстановить питание
	Нарушение цепи питания ламп автоматического режима	Восстановить цепь питания ламп
	Перегорание ламп автоматического режима и аварийной сигнализации	Заменить лампы
	Отсутствие звукового сигнала на нулевом (нефиксированном) положении универсального переключателя сигнализации при включении схемы сигнализации автоматического режима	
Отсутствие горения ламп "Включена лебедка" и "Отключилась лебедка" одной из лебедок после включения схемы сигнализации		

Окончание таблицы П. 7

<p>Возникновение аварийных звукового и светового сигналов "Отключилась лебедка"</p>	<p>Срабатывание блокировки длины каната</p> <p>Отсутствие питания в цепи управления лебедки</p>	<p>Снять сигнал, перейти на ручное управление или задать новую длину каната</p> <p>Восстановить питание</p>
<p>Возникновение звукового аварийного сигнала при отсутствии горения сигнальных ламп</p>	<p>Отсутствие напряжения основного питания цепей сигнализации</p>	<p>Восстановить напряжение</p>



## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
Основные условные обозначения . . . . .	7

### Глава 1. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И НАСОСЫ ТРЕНИЯ. ВЕНТИЛЯТОРЫ

1.1. Общие сведения о судовых насосах и вентиляторах . . . . .	9
1.2. Уравнение напора центробежного насоса . . . . .	12
1.3. Характеристики центробежных насосов . . . . .	17
1.4. Осевая и радиальная силы в центробежных насосах . . . . .	26
1.5. Регулирование режима работы центробежного насоса . . . . .	30
1.6. Совместная работа центробежных насосов . . . . .	33
1.7. Подобие центробежных насосов. Коэффициент быстроходности . . . . .	39
1.8. Осевые насосы . . . . .	42
1.9. Кавитация лопастных насосов . . . . .	45
1.10. Конструктивные схемы насосов и их элементы . . . . .	48
1.11. Насосы трения . . . . .	51
1.12. Вентиляторы . . . . .	57
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	63

### Глава 2. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

2.1. Роторно-поршневые насосы . . . . .	65
2.2. Пластинчатые насосы . . . . .	71
2.3. Шестеренные насосы . . . . .	73
2.4. Винтовые насосы . . . . .	76
2.5. Мощность и КПД роторных насосов . . . . .	78
2.6. Характеристики насосов и регулирование подачи . . . . .	79
2.7. Техническое обслуживание насосов . . . . .	82
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	96

### Глава 3. СУДОВЫЕ ВОЗДУШНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

3.1. Классификация и принципиальные схемы компрессоров . . . . .	97
3.2. Воздушные компрессоры фирмы «ХАМВОРТИ» . . . . .	103
3.2.1. Основные технические характеристики компрессоров . . . . .	103
3.2.2. Конструкция компрессора 2SF4 . . . . .	104
3.2.3. Специальные устройства гидроавтоматики . . . . .	109
3.2.4. Техническое обслуживание компрессоров . . . . .	116
3.3. Воздушные компрессоры фирмы «ХАТЛАПА» . . . . .	120
3.3.1. Конструктивные особенности компрессоров . . . . .	120
3.3.2. Техническое обслуживание компрессоров . . . . .	124
3.4. Компрессоры фирмы «БУРМЕЙСТЕР и ВАЙН» . . . . .	128
3.4.1. Конструктивные особенности компрессоров . . . . .	128
3.4.2. Техобслуживание компрессоров . . . . .	134
3.5. Опыт эксплуатации воздушных компрессоров . . . . .	135
3.6. Требования Регистра к воздушным компрессорам и системам . . . . .	139
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	144

## Глава 4. СУДОВЫЕ СЕПАРАТОРЫ ТОПЛИВА И МАСЛА

4.1. Общие сведения . . . . .	146
4.2. Сепараторы фирмы АЛЬФА-ЛАВАЛЬ (серия MAPX) . . . . .	152
4.2.1 Компоновка сепараторов . . . . .	152
4.2.2. Вертикальный вал сепаратора . . . . .	155
4.2.3. Горизонтальный вал с фрикционной муфтой . . . . .	157
4.2.4. Барабан сепаратора . . . . .	160
4.2.5. Техническое обслуживание сепараторов . . . . .	168
4.3. Автоматические системы сепарирования АЛЬФАКС и АЛЬКАП . . . . .	175
4.3.1. Автоматическая система сепарирования АЛЬФАКС . . . . .	175
4.3.2. Автоматическая система сепарирования АЛЬКАП . . . . .	181
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	185

## Глава 5. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РУЛЕВЫЕ МАШИНЫ (СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ)

5.1. Функциональные схемы типовых рулевых машин . . . . .	186
5.2. Принципиальные гидравлические системы типовых рулевых машин . . . . .	192
5.2.1. Плунжерная рулевая машина . . . . .	192
5.2.2. Лопастная рулевая машина типа «AEG Schiffbau» . . . . .	196
5.2.3. Двухконтурная плунжерная рулевая машина (Россия) . . . . .	201
5.2.4. Двухконтурная рулевая машина (фирма STORK, Нидерланды) . . . . .	206
5.3. Конструкции типовых гидравлических рулевых машин . . . . .	210
5.3.1. Сравнительные характеристики лопастных ГРМ . . . . .	210
5.3.2. Лопастные ГРМ фирмы AEG Schiffbau (Германия) . . . . .	211
5.3.3. Лопастные ГРМ фирмы FRYDENBO (Норвегия) . . . . .	216
5.3.4. Отечественная лопастная ГРМ типа «РЭГ-ОВИМУ-7» . . . . .	220
5.3.5. Плунжерные и поршневые ГРМ . . . . .	222
5.3.6. Следящие механизмы и гидравлические системы управления подачей насосов . . . . .	244
5.3.7. Совершенствование гидравлических рулевых машин . . . . .	255
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	272

## Глава 6. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН

6.1. Нагрузка на рулевую машину . . . . .	275
6.2. Процессы перекладки руля . . . . .	284
6.3. Динамические характеристики гидравлических рулевых машин . . . . .	299
6.3.1. Устойчивость и автоколебания ГРМ (ЭГРМ) . . . . .	299
6.3.2. Оценка устойчивости автономных ГРМ (линейная математическая модель) . . . . .	304
6.3.3. Оценка устойчивости ЭГРМ (линейная математическая модель) . . . . .	308
6.4. Техническое использование ГРМ (ЭГРМ) . . . . .	317
6.5. Требования ИМО (Регистра) к рулевым машинам . . . . .	320
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	324

## Глава 7. ПАЛУБНЫЕ МАШИНЫ И УСТРОЙСТВА

7.1. Якорные и якорно-швартовные машины . . . . .	326
7.2. Швартовные машины . . . . .	337
7.3. Грузоподъемные машины . . . . .	348
7.4. Люковые закрытия трюмов и грузовые аппарели . . . . .	356
7.4.1. Люковые закрытия трюмов . . . . .	356
7.4.2. Грузовые аппарели . . . . .	362
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	373

## Глава 8. СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ

8.1. Трубопроводы и арматура . . . . .	375
8.2. Расчетные и натурные характеристики трубопроводов . . . . .	382
8.3. Дистанционное управление системами . . . . .	387
8.4. Сушителная система . . . . .	390
8.5. Балластная система . . . . .	394
8.6. Пожарная система . . . . .	400
8.7. Система водоснабжения . . . . .	404
8.8. Система вентиляции . . . . .	408
8.9. Система отопления . . . . .	411
8.10. Грузовые системы . . . . .	413
8.11. Зачистная система . . . . .	419
8.12. Газоотводная система . . . . .	420
8.13. Система инертных газов . . . . .	423
8.14. Система подогрева жидкого груза . . . . .	425
8.15. Система мойки танков . . . . .	426
8.16. Грузовая система газовоза . . . . .	430
8.17. Дифференциальная и креновая системы ледокольных судов . . . . .	431
8.18. Креновые системы . . . . .	433
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	435

## Глава 9. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ НАГРЕВА, ОХЛАЖДЕНИЯ И ДЕАЭРАЦИИ

9.1. Назначение и классификация теплообменных аппаратов . . . . .	436
9.2. Требования к теплообменным аппаратам, их конструктивные особенности . . . . .	436
9.3. Охладители масла, пресной воды и воздуха . . . . .	441
9.4. Подогреватели воды, топлива и масла . . . . .	444
9.5. Пластинчатые теплообменные аппараты . . . . .	449
9.6. Деаэраторы питательной воды . . . . .	452
9.7. Особенности эксплуатации теплообменных аппаратов . . . . .	454
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	456

## Глава 10. РАСЧЕТ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

10.1. Тепловой расчет . . . . .	458
10.2. Компонировочный расчет . . . . .	474
10.3. Гидромеханический расчет . . . . .	480
10.4. Некоторые методы интенсификации теплообмена в аппаратах . . . . .	484
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	486

## Глава 11. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

11.1. Назначение, состав и типы конденсационных установок и конденсаторов . . .	487
11.2. Режимные показатели конденсационной установки . . . . .	490
11.3. Теплообмен в конденсаторе . . . . .	494
11.4. Величины, характеризующие конденсатор и его расчетный режим . . . . .	501
11.5. Типовые конструкции конденсаторов . . . . .	504
11.6. Системы, обслуживающие конденсационную установку . . . . .	506
11.7. Особенности эксплуатации конденсационных установок . . . . .	512
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	518

## Глава 12. ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

12.1. Назначение и принцип действия установок . . . . .	520
12.2. Дистилляционные установки . . . . .	522
12.3. Требования к качеству дистиллята . . . . .	527
12.4. Накипеобразование на поверхностях нагрева установок . . . . .	528
12.5. Питание и продувание установок . . . . .	532
12.6. Факторы, определяющие качество получаемого дистиллята . . . . .	534
12.7. Производительность и оценка экономической эффективности установок . . . . .	536
12.8. Особенности теплового расчета установок . . . . .	538
12.9. Конструктивные схемы установок . . . . .	544
12.10. Особенности эксплуатации установок . . . . .	553
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	555

## Глава 13. СУДОВЫЕ СПАСАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И СРЕДСТВА

13.1. Судовые шлюпбалки и лебедки . . . . .	556
13.1.1. Судовые шлюпбалки . . . . .	556
13.1.2. Шлюпочные лебедки . . . . .	562
13.2. Спасательные шлюпки . . . . .	575
13.2.1. Основные требования к спасательным шлюпкам . . . . .	575
13.2.2. Спасательные шлюпки для танкеров . . . . .	580
13.2.3. Шлюпки, спускаемые методом свободного падения . . . . .	585
13.2.4. Дежурная спасательная шлюпка . . . . .	587
13.3. Спасательные плоты . . . . .	589
13.3.1. Устройство спасательных плотов . . . . .	589
13.3.2. Маркировка и снабжение спасательных плотов . . . . .	599
13.4. Использование судовых спасательных средств . . . . .	603
13.4.1. Подготовка к спуску спасательных средств . . . . .	603
13.4.2. Посадка на спасательные средства и их спуск . . . . .	606
<i>Вопросы для самопроверки</i> . . . . .	610

<b>Список литературы</b> . . . . .	612
------------------------------------	-----

<b>Приложения</b> . . . . .	617
-----------------------------	-----

*Навчальне видання*

ХАРІН Володимир Митрофанович  
ЗАНЬКО Олег Миколайович  
ДЬОКІН Борис Григорович  
ПІСКЛОВ Віктор Тимофійович

# **СУДНОВІ МАШИНИ, УСТАНОВКИ, ПРИСТРОЇ ТА СИСТЕМИ**

*Підручник для вищих морських навчальних закладів*

*За загальною редакцією  
доктора технічних наук, професора  
В.М. Харіна*

*Російською мовою*

---

Підписано до друку 15.02.2010.

Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура «Літературна».

Друк офсетний. Ум.-друк. арк. 37,66. Тираж 500 прим. Зам. № 1002-09. Ціна договірна.

Видавництво ПП «Фенікс». Свідоцтво ДК № 1044 від 17.09.2002 р.

65009, м. Одеса, вул. Зоопаркова, 25. Тел.: 7777-591.

Издательство «ТрансЛит». г. Москва, 2-ой Южнопортовый пр-д, д.5 корп. 2.

Тел.: (495), 642-84-27, 960-72-13.

Книгу віддруковано з готових діапозитивів: СПД Карпенков О. І.,

Свідоцтво про внесення до державного реєстру видавців,

вигоновників і розповсюджувачів видавничої продукції

ОД №21 від 20.01.2003 р.

E-mail: [odessaihp@breezein.net](mailto:odessaihp@breezein.net)

С892 Харін В.М. Суднові машини, установки, пристрої та системи : Підручник : 2-е вид., перероб. та доп. / В.М. Харін, О.М. Занько, Б.Г. Дьокін, В.Т. Пісклов; за заг. ред. В.М. Харіна. — О.: Фенікс; М.: ТрансЛит, 2010. — 648 с.  
Рос. мовою.

ISBN 5-277-01244-3 (Транспорт, Москва, 1992).

ISBN 978-966-438-247-9 (Фенікс, Одеса, 2010).

ISBN 978-5-94976-750-4 (ТрансЛит, Москва, 2010)

УДК 629.5(075.8)

ББК 39.45я73



В.М. Харин, О.Н. Занько  
Б.Г. Дёкин, В.Т. Писклов

**СУДОВЫЕ МАШИНЫ,  
УСТАНОВКИ,  
УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ**