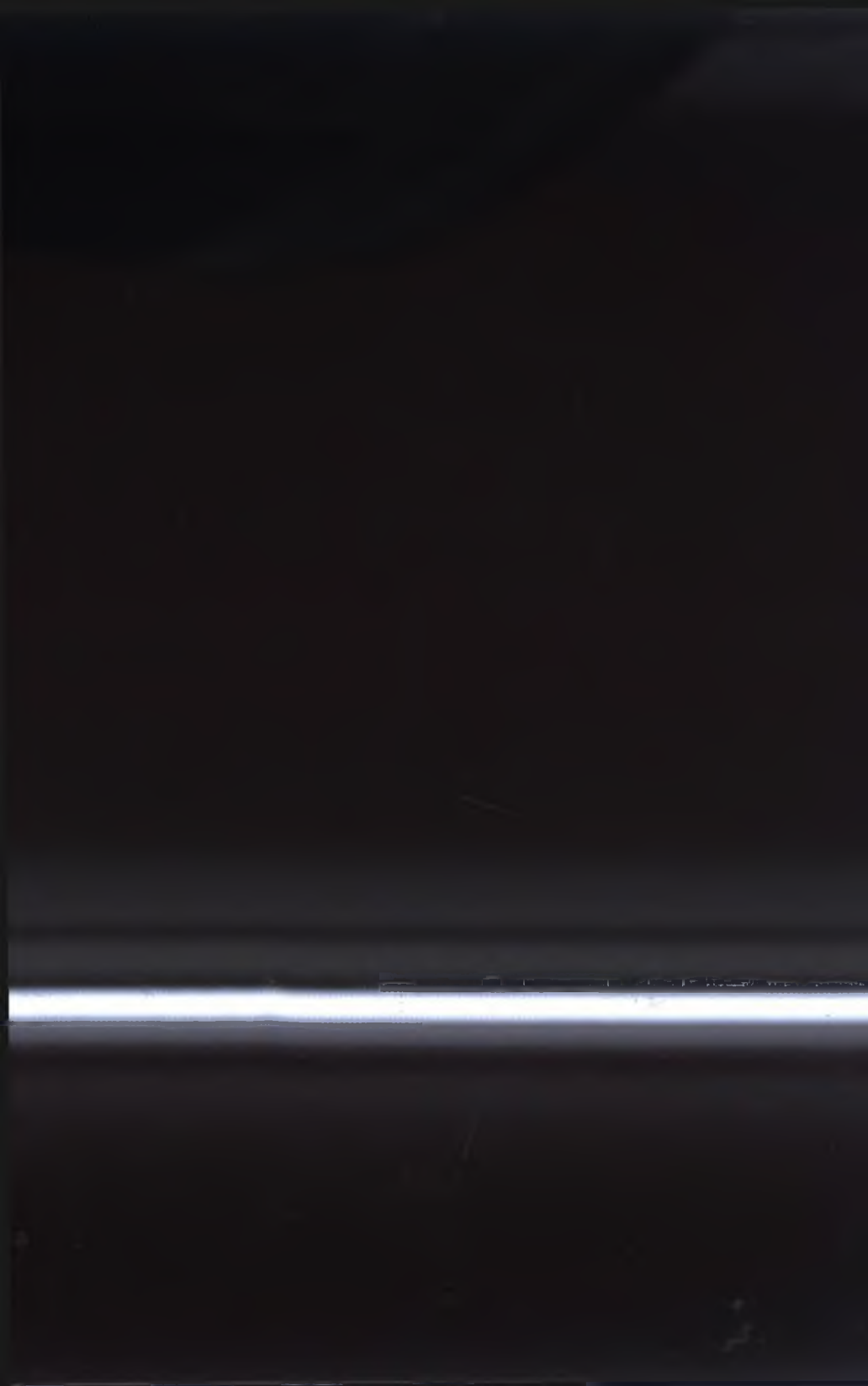






УЧЕБНИК

А. К. МИХАЙЛОВ, Ю. А. НОВИКОВ,
В. А. ЮРЧЕНКО

НАСОСЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ



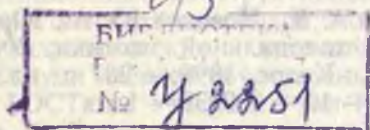


УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВУЗОВ

А. К. МИХАЙЛОВ, Ю. А. НОВИКОВ,
В. А. ЮРЧЕНКО

НАСОСЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Рекомендовано Госкомитетом Российской Федерации по высшему образованию в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Технологические машины и оборудование» и специальности «Техника и физика низких температур».



МОСКВА «КОЛОС» 1996

ББК 31.392
М23
УДК 621.57:536.2(075)

Редактор Г. А. Гусева

Рецензенты: кафедра «Газодинамика, компрессорные и холодильные машины» МГАХМ (д-р техн. наук, проф. О. А. Трошкин) НПП «Наука» (зам. главного конструктора, канд. техн. наук И. С. Сапрыкин)

Издание выпущено в счет дотации, выделенной Комитетом РФ по печати

Михайлов А. К., Новиков Ю. А., Юрченко В. А.
М23 Насосы холодильной техники: Учебное пособие для
вузов. — М.: Колос, 1996. — 287 с.: ил.
ISBN 5 — 10 — 000938 — 1.

Освещены вопросы технологического подбора и пересчета на требуемые параметры насосного оборудования холодильной и криогенной техники. Приведены сведения по монтажу и наладке, пуску в эксплуатацию и устранению неполадок в насосах различных типов.

Для студентов вузов холодильной промышленности, обучающихся по специальности «Техника и физика низких температур».

2204000000 — 043
М — Без объявления
035(01) — 96

ББК 31.392

ISBN 5—10—000938—1

© А. К. Михайлов, Ю. А. Новиков,
В. А. Юрченко, 1996

ВВЕДЕНИЕ

Важным элементом холодильных и криогенных установок является насосное оборудование, которое в значительной степени определяет их надежность и эффективность.

Насосостроение — быстроразвивающаяся отрасль машиностроения. Ежегодно промышленность СНГ выпускает большое количество типов насосов с новыми заданными параметрами, совершенными конструктивными схемами, изготовленных из более качественных материалов.

Насосы холодильной и криогенной техники создают в соответствии с основными направлениями научно-технического прогресса — внедрением новых, высокопроизводительных технологий, максимальной автоматизацией при одновременном повышении экономичности, надежности и долговечности. К насосам предъявляют повышенные требования по безопасной эксплуатации и защите окружающей среды от загрязнения.

Эти требования находят свое отражение в конструкциях новых и модернизации ранее выпускаемых насосов.

За последнее десятилетие произошло значительное изменение параметров и назначения насосов, что, в свою очередь, потребовало изменения традиционных конструктивных схем машин, применения более качественных материалов, использования совершенных методов гидравлических и механических расчетов. Параметры основных групп насосов обусловлены действующими и разрабатываемыми ГОСТами. Утвержден ряд ГОСТов, определяющих технические требования на изготовление и поставку наиболее важных типов насосов.

В технологических схемах промышленных производств пищевой, легкой и химической промышленности, в мясной, молочной и холодильной промышленности, практически во всех отраслях промышленности и сельского хозяйства работает большое число различного типа насосов. Доля мощности привода насосов составляет 23...25 % мощности, вырабатываемой в стране. Ряд насосов, обслуживающих производственные процессы промышленных предприятий, по своему назначению, энергоемкости и сложности конструкции относится к основному технологическому оборудованию предприятий. Все это делает важным решение

вопросов о правильности расчета и выбора насосного оборудования, повышении качества, экономичности и надежности всего технологического цикла предприятия. В отечественной технической литературе отсутствует книга, в которой были бы сконцентрированы сведения по наиболее распространенным типам насосов холодильной и криогенной техники. Ограниченный объем учебного пособия не позволяет рассмотреть в нем все применяемые в холодильной технике насосы. В настоящем учебном пособии рассмотрены наиболее распространенные конструкции насосного оборудования. Материал учебного пособия подготовлен авторами совместно. В написании второй, четвертой и пятой глав участвовал канд. техн. наук Е. А. Артеменко. В написании подразделов 1.3, 1.4, 3.4 и 3.5 участвовал доцент Российского заочного института пищевых продуктов Б. П. Сивушков.

Методика изложения материала книги определялась опытом преподавания авторами различных курсов по насосам в Московской государственной академии химического машиностроения (МГАХМ). При работе над текстом авторы руководствовались положением о том, что основой инженерных знаний является физическая сущность явлений, происходящих в изучаемых машинах, поэтому в тексте использовался лишь самый необходимый математический аппарат, способствующий пониманию физической картины рабочих процессов различных типов насосов.

Материал предлагаемого учебного пособия разработан впервые в Российской Федерации и странах СНГ. Большим преимуществом его является компактное изложение основ теории, расчета, конструктивного исполнения, выбора материалов, обеспечения надежности эксплуатации различных типов насосов. Учебное пособие позволяет студенту самостоятельно решать вопрос о выборе и использовании оптимального конструктивного типа насоса для конкретных эксплуатационных условий с учетом свойств перекачиваемой среды.

В первой главе изложены общие расчетно-теоретические сведения о насосах. Рассмотрены основные теплофизические свойства перекачиваемых жидкостей и их влияние на работу насоса. Дан пример подбора насоса для холодильной установки. Описаны насосы возвратно-поступательного действия, роторные насосы, центробежные, лопастные и специальные насосы.

Вторая глава посвящена работе насосов в системе, регулированию и характеристикам насосов. Подробно рассмотрены вопросы устойчивости работы насосов различных типов, такие, как помпаж, кавитация и высота всасывания. Описаны захлаживания, пуск и особенности работы низкотемпературных насосов.

В третьей главе рассмотрены конструкции насосов для холодильной и криогенной техники, и в первую очередь особенности конструктивных решений, связанные с характеристиками перекачиваемой жидкости. Показано влияние физических и химических

ких свойств перекачиваемых сред на выбор типа уплотнительных и опорных элементов насосов, материалов рабочих узлов и деталей, системы смазки и смазочных материалов. Отдельно рассмотрены различные типы сальниковых набивок, их применение, расчет, конструкции, эксплуатация и ремонт. Большое внимание уделено торцовым механическим уплотнениям как самому перспективному типу уплотнений для криогенных насосов. Приведены конструкции центробежных и поршневых насосов. Ограниченно представлены конструкции роторных насосов: винтовых, ротационно-пластинчатых, зубчатых, шибберных и др.

Четвертая глава посвящена монтажу и испытаниям различных типов насосов. Рассмотрены сборка и разборка насосов, требования к измерениям, испытаниям и приемке насосов. Описаны испытания поршневых, центробежных и лопастных насосов, подробно рассмотрены оформление результатов испытаний и условия поставки насосов заказчику.

В пятой главе приведены основы эксплуатации и ремонта насосов. Рассмотрены особенности пусконаладочных работ, обслуживание в процессе эксплуатации, неисправности и их устранение. Отдельные разделы посвящены неисправностям и их устранению у насосов возвратно-поступательного типа, роторных, центробежных и лопастных. Рассмотрены особенности эксплуатации криогенных насосов.

Авторы приносят свою благодарность д-ру техн. наук О. А. Трошкину и канд. техн. наук И. С. Сапрыкину за ценные замечания, сделанные при рецензировании книги.

При подготовке книги использованы действующие отечественные и международные стандарты, а также справочные материалы, помещенные в отраслевых и заводских каталогах и нормальных.

Основные обозначения

- A — коэффициент пропускной способности спирального отвода насоса, осевая нагрузка подшипника качения;
- a — скорость звука, относительная величина объема мертвого пространства поршневого насоса, расстояние между осями зубчатых колес, торцевое биение полумуфты насоса;
- B — ширина решетки лопастей, толщина корпуса шарикоподшипника, габаритный размер насосного агрегата;
- b — ширина лопасти, длина хорды профиля, частота решетки профилей, ширина зубчатого колеса, ширина выходного сечения центробежного колеса, ширина проходного сечения направляющего аппарата;
- C — кавитационный коэффициент быстроходности, постоянная сужающего устройства;
- c — абсолютная скорость, удельная теплоемкость жидкости или газа;
- D — диаметры сечений рабочих колес, цилиндров, корпусов насосов, диаметры трубопроводов на входе и выходе, наружный диаметр шарикоподшипника;
- d — диаметры валов насосов, роторов, трубопроводов, ведущего и ведомого винтов;
- d/D — втулочное отношение насоса;
- e — эксцентриситет;
- F — площадь поршня, площадь сечения, площадь тарелки клапана, площадь контакта колец торцового уплотнения, сила;
- f — площадь уплотнительного кольца сальника, площадь втулки центробежного колеса;
- f_i — площадь проходного сечения;
- G — массовая подача (производительность) насоса;
- g — ускорение свободного падения;
- H — напор насоса, высота подъема;
- h — осевой шаг винта, перепад давления жидкости в дифференциальном манометре;
- Δh — потери напора в насосе, кавитационный запас;
- i — передаточное число зацепления шестерен, число ступеней центробежного насоса, число рядов шариков, роликов подшипника качения;
- I — сила инерции, показание весов балансирующего электродвигателя, сила тока;
- K — коэффициент стеснения проходного сечения лопастями центробежного колеса, коэффициент момента скорости сечения спирали, коэффициент подвода и отвода насоса;
- k — показатель адиабаты, коэффициент разгрузки торцового уплотнения, коэффициент тарировочной кривой торсион-

- ного динамометра, число рабочих камер поршневого насоса, коэффициент качества профиля;
- L — удельная работа насоса, габаритный размер насосного агрегата;
- $L_{ш}$ — длина шатуна;
- l_D — длина напорного трубопровода;
- l_s — длина всасывающего трубопровода;
- l — длина лопасти пластины, расстояние между опорами насоса, плечо балансирующего электродвигателя, линейный размер торцевого уплотнения;
- M — момент нагрузки насоса, момент трения подшипников, масса насосного агрегата;
- m — масса жидкости, показатель политропического процесса, модуль зубчатого зацепления, число киломолей компонентов смеси;
- m_s — торцевой модуль;
- m_i — число киломолей i -го компонента смеси;
- m_v — масса клапана;
- N — мощность насоса, коэффициент нагрузки шарикоподшипника, мощность трения подшипника;
- n — частота вращения вала насоса, кратность циркуляции хладагента, число двойных ходов поршня в минуту;
- P — усиление пружины тарельчатого клапана, поправка Пфлейдерера, учитывающая форму каналов центробежного колеса;
- p — давление жидкости, газа;
- p_0 — абсолютное давление атмосферы, давление на входе в насос;
- Q — количество теплоты, объемная подача жидкости, газа;
- q — удельное количество теплоты, объемные потери в насосе;
- R — радиусы сечений рабочих колес, отводов, радиус кривошипа, гидродинамическая сила обтекания лопасти, гидравлическое сопротивление трубопровода;
- Re — число Рейнольдса;
- r — радиусы вала, ротора, кривошипа, радиусы уплотнений центробежного колеса, радиальное направление;
- r_i — объемная часть i -го компонента;
- S — ход поршня, рабочая площадь;
- s — удельная энтропия, статический момент линии тока лопастного колеса, толщина лопатки направляющего аппарата;
- T — абсолютная температура;
- t — шаг лопастей решетки, температура рабочей среды по шкале Цельсия, теоретический индекс;
- Δt — перепад температур;
- U — крутящее усилие балансирующего электродвигателя;
- u — окружная скорость лопастного колеса;

- V — объемная подача жидкости, газа, объем рабочей среды;
- v — удельный объем жидкости или газа, скорость жидкости или газа;
- W — скорость потока жидкости, газа при натекании на единственный профиль;
- w — относительная скорость жидкости в лопастном колесе;
- X — коэффициент радиальной нагрузки роликоподшипника;
- Δx — радиальный посадочный зазор подшипника качения;
- Y — коэффициент осевой нагрузки роликоподшипника, коэффициент подъемной силы профиля;
- y — вертикальная ось насоса; молекулярная доля компонента в смеси;
- Δy — осевой посадочный зазор подшипника качения;
- Z — геометрическая высота всасывания;
- z — число лопастей, ступеней, цилиндров, зубьев или пластин;
- α — угол потока жидкости в абсолютном движении, угол зацепления шестеренного насоса, угол наклона дорожки качения наружного кольца роликоподшипника к оси вала насоса, коэффициент линейного расширения материала;
- β — угол лопасти лопастных машин, угол поворота шатуна; поршневого насоса;
- β_0 — угол наклона зуба по делительной окружности;
- $\Delta\beta$ — угол атаки потока при обтекании лопасти;
- β_y — угол установки лопасти в решетке;
- Γ — циркуляция скорости обтекания лопасти;
- γ — удельный вес жидкости, газа;
- Δ — уровень свободной поверхности жидкости, зазор в стыке поршневых колец насоса;
- δ — размер зазора в уплотнении, ширина щели, толщина лопасти, радиальное биение вала насоса, торцевой зазор между корпусом и пластинами ротационного насоса;
- ε — эксцентриситет между осями насоса и двигателя;
- ε_0 — относительное мертвое пространство;
- η — коэффициент полезного действия насоса;
- η_{Γ} — гидравлический КПД насоса;
- $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса;
- θ — угол изогнутости профиля лопасти, угол расхождения диффузора или схождения конфузора насоса, угол охвата спиральной части отвода насоса;
- κ — доля пара в двухфазном потоке;
- λ — объемный коэффициент подачи, наполнения, масштаб подобия, относительная длина винтов, коэффициент теплопроводности, коэффициент гидравлического трения, коэффициент утечек;
- μ — коэффициент влияния конечного числа лопастей в насо-

- се, коэффициент динамической вязкости жидкости, коэффициент утечек, влажность, коэффициент мощности насоса, молекулярная масса;
- μ_0 — коэффициент стеснения потока при закрытии клапана;
- ν — коэффициент кинематической вязкости, коэффициент мощности, угол охвата лопасти насоса в плане;
- ξ — коэффициент потерь энергии в насосе, в трубопроводе, коэффициент сжимаемости потока, относительная высота головки зуба зубчатого насоса, коэффициент местного сопротивления, коэффициент нагрузки подшипника качения;
- Π — периметр;
- ρ — степень реактивности лопастей машины, плотность жидкости, текущий радиус средней линии потока жидкости;
- σ — напряжение изгиба материала, ширина косого среза лопасти, угол отставания жидкости или газа при сходе с лопасти центробежного колеса;
- τ — угол закрутки винтовой линии, коэффициент кинематического подобия, степень повышения давления, коэффициент заполнения сечения активным потоком;
- φ — коэффициент расхода насоса, угол изгиба трубопровода, текущий угол охвата спирального отвода, коэффициент кавитационного запаса;
- ψ — степень насыщения жидкости, коэффициент напора насоса;
- ω — угловая скорость.

Основные сокращения

- ВН — винтовой насос;
- ВМТ, НМТ — верхняя и нижняя мертвые точки поршневого насоса;
- ВНА — входной направляющий аппарат;
- Д — долговечность работы насоса с учетом ремонтов и простоев;
- ДН — насос с двусторонним всасыванием;
- КД — канальный диффузор;
- КН — консольный насос;
- K_cH — конденсатный насос;
- ЛН — лопастный насос;
- ЛО — лопаточный отвод;
- МН — масляный насос;
- НА — обратный направляющий аппарат;
- НЖА — насос жидкого азота;
- НЖК — насос жидкого кислорода;
- ОН — осевой насос;

ОНА — обратный направляющий аппарат;
 ПН — поршневой насос;
 ПТН — питательный турбонасос;
 РК — рабочее колесо;
 СО — спиральный отвод;
 ХН — химический насос;
 ЦНГ — центробежный насос герметичный;
 ЦНП — центробежный насос погружной.

И н д е к с ы

1, 2, 3,... — относящийся к сечениям — первому, второму, третьему;
 ~ — эквивалентный, бесконечный, приблизительный;
 а — адиабатный, атмосферный, относящийся к углу атаки при обтекании лопасти, относящийся к агрегату;
 б — бакометрический;
 в — воздух, верхний, вращение;
 вак — вакуум;
 вл — влажность;
 вн — внутренний;
 вс — всасывание;
 всп — вспомогательный;
 вх — вход;
 г — гидравлический;
 геом — геометрический;
 гз — гидрозатвор;
 д — диафрагма;
 дв — двигатель;
 доп — допустимый;
 ж — жидкость;
 зм — змеевик;
 из — изгиб;
 к — конечный;
 кр — критический;
 к.у — относящийся к уплотнению колеса;
 л — относящийся к конечному числу лопаток;
 м — механический, модельный, массовый;
 макс — максимальный;
 мин — минимальный;
 м.п — масса ползуна;
 м.ш — масса шатуна;
 м.у — межступенчатое уплотнение;
 н — натуральный, начальный, нижний;
 наг — нагнетание;
 н.у — относящийся к насосной установке;
 о — осевой, спроектированный на ось машины;

- оп — опытный, измеренный;
опт — оптимальный;
п — полезный;
под — подпор;
пол — политропный, полный;
п.у — поршневое уплотнение;
рег — регулирование;
ск — скоростной;
см — смесь;
ст — статический;
с.у — сальниковое уплотнение;
т — теоретический, тарелка, термодинамический;
тр — трение;
э — эквивалентный;
эф — эффективный;
b — барометрический;
h — относящийся к рабочему объему цилиндра;
i — индикаторный;
p — давление;
pg — относящийся к нагнетанию;
r — радиальный (спроектированный на радиус);
sg — относящийся к всасыванию;
t — теоретический;
u₁ — относящийся к входной скорости;
u₂ — относящийся к выходной скорости;
V — относящийся к объему.

1. ОБЩИЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТИПЫ НАСОСОВ

Назначение насосов. Технологические схемы предприятий холодильной промышленности предусматривают перемещение жидкостей, обладающих различными физико-химическими свойствами при различных давлениях и температурах. Перемещение жидкостей осуществляется насосами. Машину, в которой механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, называют *насосом*.

В холодильных установках насосы используют для перекачивания воды, жидких холодильных агентов, хладоносителей и различных растворов.

Устройство, состоящее из насосов, двигателя, соединительной муфты (или вариатора частоты вращения) и измерительных приборов, называют *насосным агрегатом* или *насосной установкой*.

На практике, в том числе и в холодильной технике, встречается большое число различных схем насосных установок с разными типами насосов. Однако гидравлическую часть насосной установки, включающую насос, подводящий и напорный трубопроводы с арматурой и приборами, выполняют, как правило, по одинаковой схеме (рис. 1.1).

Жидкая среда из приемного резервуара 1 по подводящему трубопроводу 2 подводится в насос 3, который посредством муфты соединен с приводным электродвигателем 4. Получив приращение энергии в насосе, жидкость по напорному трубопроводу 6 подается в напорный резервуар 8. На напорном трубопроводе установлены запорно-регулирующая задвижка 5 и сужающее устройство 7. Для защиты насоса от обратного тока жидкости при случайном отключении двигателя на напорном трубопроводе может быть установлен обратный клапан. Приемный резервуар может располагаться как выше насоса, так и ниже оси его (на рис. 1.1. он изображен штриховыми линиями).

В первом случае на подводящем трубопроводе перед насосом устанавливают задвижку, во втором — на нижнем конце подводящей трубы располагают приемный клапан. В обоих случаях

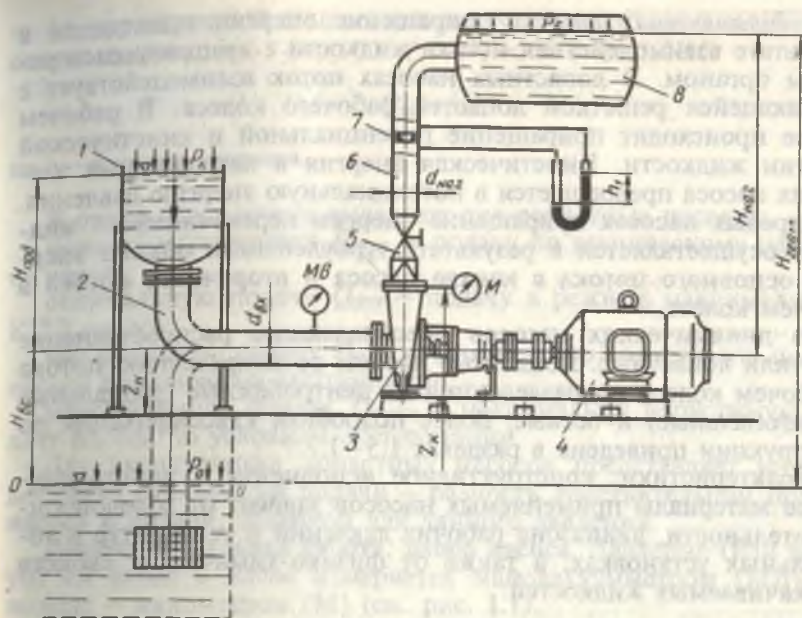


Рис. 1.1. Принципиальная схема насосной установки:

1 — приемный резервуар; 2 — подводящий трубопровод; 3 — насос; 4 — приводной электродвигатель; 5 — запорно-регулирующая задвижка; 6 — напорный трубопровод; 7 — сужающее устройство; 8 — напорный резервуар

для предотвращения попадания в насос твердых частиц вход в подводящий трубопровод защищают сеткой.

В насосную установку в зависимости от назначения могут быть включены дополнительная запорно-регулирующая арматура, предохранительное устройство, а также приборы для измерения гидравлических и электрических величин.

Основные типы насосов. Насосы классифицируют по принципу действия, виду перекачиваемой жидкости и конструктивным признакам. По принципу действия рабочих органов насосы можно разбить на две группы: объемные (возвратно-поступательного действия и роторные) и динамические (лопастные и вихревые).

В насосах *объемного типа* определенный объем перекачиваемой жидкости отсекается и перемещается от входного патрубка насоса к напорному; при этом жидкости сообщается энергия, главным образом в виде энергии давления. Насосы объемного типа подразделяются на две подгруппы: возвратно-поступательного действия и роторные.

В динамических насосах приращение энергии происходит в результате взаимодействия потока жидкости с вращающимся рабочим органом. В лопастных насосах поток взаимодействует с вращающейся решеткой лопастей рабочего колеса. В рабочем колесе происходит приращение потенциальной и кинетической энергии жидкости. Кинетическая энергия в неподвижных элементах насоса превращается в потенциальную энергию давления. В вихревых насосах приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется в результате турбулентного обмена энергией основного потока в канале насоса и вторичного потока в рабочем колесе.

Из динамических насосов преобладающее распространение получили лопастные. Лопастные насосы по направлению потока в рабочем колесе подразделяются на центробежные (радиальные и диагональные) и осевые. Более подробная классификация по конструкции приведена в разделах 1.5—1.7.

Характеристики, конструктивное исполнение и конструкционные материалы применяемых насосов зависят от холодопроизводительности, диапазона рабочих давлений и температур в холодильных установках, а также от физико-химических свойств перекачиваемых жидкостей.

1.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Подача насоса. Различают объемную и массовую подачу насоса.

Объемная Q (массовая Q_m) подача — это отношение объема (массы) жидкости, перемещаемой насосом через напорный патрубок, к промежутку времени, за который это перемещение происходит. При этом не учитываются протечки жидкости, которые могут иметь место внутри насоса (например, протечки через уплотнения и разгрузочные устройства). Единицы измерения объемной подачи обычно следующие: м³/с, м³/ч; л/с; л/мин; массовой — кг/с; т/ч; т/сут.

Подача измеряется с помощью расходомерного устройства, установленного на напорном трубопроводе. При использовании сужающего устройства (диафрагма, сопло) 7 (см. рис. 1.1) объемная подача определяется выражением

$$Q = c\sqrt{h_1}, \quad (1.1)$$

где c — постоянная сужающего устройства, которую можно подсчитать или определить экспериментально; h_1 — перепад давления на дифманометре.

Между объемной и массовой подачей имеет место следующее соотношение:

$$Q_m = \rho Q,$$

где ρ — плотность жидкости.

В отдельных случаях выделяют для лопастных насосов: номинальную подачу $Q_{ном}$ — подачу по техническому паспорту насоса;

оптимальную подачу $Q_{опт}$ — подачу в режиме максимального КПД насоса;

минимальную подачу $Q_{мин}$ — минимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации;

максимальную подачу $Q_{макс}$ — максимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации.

Для эксплуатации лопастных насосов представляет интерес величина отклонения подачи — разность действительной подачи насоса и подачи, заданной для данного давления.

Давление, удельная работа, напор насоса. Давление (или вакуум) на входе в насос измеряется мановакуумметром (МВ), на выходе — манометром (М) (см. рис. 1.1).

Давление насоса — величина, определяемая зависимостью

$$p = p_k - p_n + \rho \frac{v_k^2 - v_n^2}{2} + \rho g(z_k - z_n), \quad (1.2)$$

где p_k и p_n — абсолютные давления на выходе из насоса и на входе в него, Па; ρ — плотность; v_k и v_n — скорости жидкости на выходе из насоса и на входе в него, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; z_k и z_n — высоты точек замера давления, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (плоскость 0—0 на рис. 1.1), м.

При эксплуатации обращают внимание на значение предельного давления насоса — наибольшего давления на выходе из насоса, на которое рассчитана его конструкция. Для некоторых типов насосов в технической документации оговаривается допустимое значение максимального давления на входе в насос.

Удельная работа насоса — работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды (ГОСТ 17398).

Указанный ГОСТ выделяет понятие полезной удельной работы

$$L_n = p / \rho, \quad (1.3)$$

где p — давление, создаваемое насосом.

Полезная удельная работа отличается от удельной работы на величину потерь энергии внутри насоса. В эксплуатационной практике лопастных насосов широко используется понятие напора насоса как величины, определяемой выражением

$$H = p / (\rho g). \quad (1.4)$$

Напор насоса — высота столба жидкости, подаваемой насосом, эквивалентная давлению насоса. С учетом выражения (1.2) получаем

$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g} + (z_k - z_n) + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g}. \quad (1.5)$$

Если в процессе работы изменится температура перекачиваемой жидкости, то напор останется неизменным, а показания манометров лопастного насоса изменятся.

Напор насоса представляет собой сумму разностей удельных (отнесенных к единице массы) энергий перекачиваемой жидкости (на выходе и входе в насос): давления $(p_k - p_n) / (\rho g)$, положения $(z_k - z_n)$ и динамической $(v_k^2 - v_n^2) / 2g$.

В отдельных случаях выделяют для лопастных насосов:

номинальный напор $H_{ном}$ — напор насоса по техническому паспорту;

оптимальный напор $H_{опт}$ — напор при максимальном КПД насоса;

напор при нулевой подаче H_0 — напор при $Q = 0$.

В эксплуатации лопастных насосов представляет интерес отклонение напора насоса — разность фактического напора насоса и заданного для данной подачи.

Обычно значения $(z_k - z_n)$ и $(v_k^2 - v_n^2) / 2g$ малы по сравнению с энергией давления. Поэтому напор насоса можно оценить по показаниям манометров на выходе и входе насоса: $H = (p_k - p_n) / (\rho g)$.

Кавитационный запас. Для обеспечения работы насоса без кавитации на входе в насос должен иметь место избыток напора сверх напора $H_n = p_n / (\rho g)$, определяемого давлением насыщенного пара p_n при температуре жидкости, перемещаемой насосом. Этот избыток напора носит название кавитационного запаса и определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_n - (p_n + \rho v_n^2 / 2)}{\rho g}. \quad (1.6)$$

Кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных его параметров, называется *допускаемым кавитационным запасом* $\Delta h_{\text{доп}}$.

Характерной величиной, определяющей работу насоса на всасывании, является вакуумметрическая высота всасывания

$$H_B = \frac{p_0 - (p_n + \rho v_n^2 / 2)}{\rho g}, \quad (1.7)$$

где p_0 — давление окружающей среды (абсолютное давление атмосферы).

Вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных параметров, называется *допускаемой вакуумметрической высотой всасывания* $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$.

Величина H_B связана с геометрической высотой всасывания $H_{\text{вс}}$ (см. рис. 1.1), которая представляет собой разность между высотой уровня жидкости в приемном резервуаре и геометрическим центром тяжести входного сечения в рабочем колесе насоса. Если уровень жидкости в приемном резервуаре располагается выше центра тяжести указанного входного сечения, то величина $H_{\text{под}}$ называется подпором (отрицательная геометрическая высота всасывания). Ориентировочные значения допускаемой геометрической высоты всасывания можно определить по номограмме.

Кавитационный запас в значительной мере зависит от частоты вращения n , подачи Q и формы проточной части насоса. Для самовсасывающих насосов характерной величиной является *высота самовсасывания* — возможная высота самозаполнения подводящего трубопровода насосного агрегата в метрах.

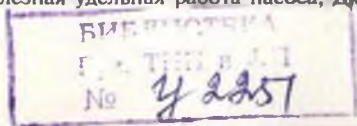
Мощность. Коэффициенты полезного действия. Полезная мощность насоса N_p — мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде:

$$N_p = Q_p, \quad (1.8)$$

или

$$N_p = Q_m L_p, \quad (1.9)$$

где Q — объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; p — давление насоса, МПа; Q_m — массовая подача насоса, $\text{кг}/\text{с}$; L_p — полезная удельная работа насоса, Дж/кг.



С учетом известных связей между p , L_p и напором H насоса [см. уравнения (1.8) и (1.9)] N_p приводится к формуле общего вида

$$N_p = \rho Q g H / 1000, \quad (1.10)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 .

Мощность насоса N — мощность, потребляемая насосом (подводимая на вал насоса от двигателя).

Очевидно, $N > N_p$ на величину потерь мощности в насосе.

Коэффициентом полезного действия насоса называют отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = N_p / N \quad (1.11)$$

или

$$N = \frac{N_p}{\eta} = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta}. \quad (1.12)$$

Для лопастных насосов различают характерные значения мощностей:

номинальная (паспортная) $N_{\text{ном}}$ — мощность насоса при $Q_{\text{ном}}$, $H_{\text{ном}}$, $p_{\text{ном}}$;

оптимальная $N_{\text{опт}}$ — в режиме насоса с максимальным КПД;

при нулевой подаче N_0 — в режиме с $Q = 0$.

Мощность насосного агрегата N_a — мощность, потребляемая насосным агрегатом (в случае электрического привода насоса N_a — электрическая мощность на зажимах электродвигателя).

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:

$$\eta = \eta_r \eta_{об} \eta_m, \quad (1.13)$$

где η_r — гидравлический КПД насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_r = 0,90 \dots 0,96$); $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей полезной и теряемой вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса (в нормальных конструкциях насосов $\eta_{об} = 0,96 \dots 0,98$); η_m — механический КПД, характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и

уплотнениях насоса, потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_m = 0,80 \dots 0,94$).

Значения КПД η современных насосов лежат в пределах $0,6 \dots 0,9$.

Для оценки насосного агрегата в целом служит КПД агрегата (насосной установки) η_a , вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата (в случае электрического привода мощности агрегата — электрическая мощность на клеммах двигателя). Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче, поэтому $\eta_a < \eta$.

Мощность приводного двигателя выбирают на основе (1.11), но с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель при любых режимах, его мощность выбирают с запасом $N_d = kN$, где $k = 1,1 \dots 1,5$ (запас тем больше, чем меньше N).

Характеристики насосов. Зависимости между основными параметрами насосов для различных режимов работы принято представлять в графической форме — в виде характеристик.

Характеристикой насоса называют графические зависимости основных его параметров от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкости на входе в насос (рис. 1.2, а). Подача поршневого насоса не зависит от напора (теоретически). При повышении напора подача снижается вследствие протечек в уплотнениях и клапанах. Мощность насоса увеличивается прямо пропорционально напору. Поэтому поршневые насосы эксплуатируют лишь до расчетного напора (регулирование дросселированием недопустимо). При нулевом напоре кривая мощности начинается с начальной величины при холостом ходе, обусловленной трением в приводе, сопротивлением клапанов и потерями трения собственно в насосе. С повышением напора доля мощности холостого хода снижается и повышается общий КПД насоса. При больших напорах доля мощности холостого хода настолько мала, что КПД насоса практически постоянный.

В динамических насосах при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкости, а также при неизменных размерах рабочих органов существует определенная зависимость параметров от подачи Q (рис. 1.2, б). Кривая $H = f(Q)$, называемая *напорной характеристикой*, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Характеристики насоса обычно получают экспериментально. Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и $\eta(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса. Кривая $H_B(Q)$ дает представление о всасывающей способности насоса.

го колеса в соответствии с заданными параметрами применяется критерий — коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65n \sqrt{Q/H^{3/4}}. \quad (1.14)$$

Физический смысл этого критерия заключается в том, что n_s — частота вращения эталонного насоса (геометрически подобного данному), развивающего напор 1 м ст. жидкости при подаче 0,075 м³/с и плотности 1000 кг/м³. Коэффициент быстроходности определяет тип и конструкцию рабочих органов лопастного насоса на оптимальном режиме работы.

1.3. ОСНОВНЫЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПЕРЕКАЧИВАЕМЫХ ЖИДКОСТЕЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ НАСОСА

Теплофизические свойства. В качестве холодильных агентов обычно используются вода (под вакуумом), аммиак, фторхлористые соединения насыщенных углеводородов (различные фреоны), насыщенные и ненасыщенные углеводороды и их производные. Свойства жидких холодильных агентов, влияющие на выбор насосов, приведены в табл. 1.1 и 1.2.

В качестве хладоносителей в холодильных установках применяется ряд жидкостей с низкой температурой замерзания. Промышленное применение находят вода (до 0 °С), водные растворы хлористого натрия, хлористого кальция, этиленгликоля. Возможно использование водных растворов метилового и этилового спиртов, глицерина, а также некоторых фторхлористых соединений насыщенных углеводородов (дифтормонохлорметан, дихлорметан), имеющих нормальную температуру кипения более высокую, чем температура окружающей среды.

Теплофизические свойства водных растворов солей (рассолов) и органических соединений зависят от их концентрации. В табл. 1.3 приведены свойства ряда хладоносителей в диапазоне рабочих концентраций, влияющие на выбор насосов.

Значения коэффициента кинематической вязкости ν , приведенные в табл. 1.3 для 0 °С, существенно зависят от температуры раствора. Так, для раствора NaCl концентрацией 23,1 % значения ν возрастают от $2,59 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 0 °С до $6,60 \cdot 10^{-6}$ м²/с при -20 °С, для раствора CaCl₂ концентрацией 23,8 % — соответственно от $3,13 \cdot 10^{-6}$ до $7,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с, для раствора C₂H₄(ОН)₂ концентрацией 38,8 % — от $5,32 \cdot 10^{-6}$ до $13,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Значения коэффициентов вязкости ν при различных температурах растворов приведены в справочной литературе.

1.1. Теплофизические свойства хладагентов

Холодиль- ный агент (химическая формула)	Обозна- чение	Молекуляр- ная масса μ , кг/кмоль	Нормальная температура кипения t_n , °C	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная тепло- емкость c_p , Дж/(кг·K)	Кинемати- ческая вяз- кость, $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Критическая температура $t_{кр}$, °C	Критическое давление $p_{кр} \cdot 10^3$, Па	Температура затвердева- ния t_s , °C
H ₂ O	—	18,02	100,0	958,4	4220	0,295	374,1	225,65	0
NH ₃	R717	17,03	-33,35	680,6	2060	0,372	132,4	115,2	-77,7
CFCl ₃	R11	137,39	23,7	1480	885	0,292	198,0	44,6	-111,0
CF ₂ Cl ₂	R12	120,92	-29,8	1487	900	0,242	112,0	42,0	-155,0
CF ₃ Cl	R13	104,47	-81,5	1520	898	0,205	28,8	39,4	-180,0
CF ₃ Br	R13B1	148,90	-58,7	2001	660	0,223	67,5	41,3	-143,2
CHFCl ₂	R21	102,92	8,9	1403	1040	0,272	178,5	52,7	-135
CHF ₂ Cl	R22	86,48	-40,8	1414	1105	0,247	96,0	50,3	-160,0
C ₂ F ₃ Cl	R113	187,39	47,68	1512	996	0,333	214,1	34,8	-36,6
C ₂ F ₄ Cl ₂	R114	170,91	3,50	1530	—	—	145,8	33,4	-94,0
C ₂ H ₃ F ₂ Cl	R142	100,48	-9,95	1194	1235	0,345	136,4	42,3	-130,8
C ₂ H ₃ F ₃	R143	84,04	-47,60	—	—	—	73,1	38,5	-111,3
CHF ₂ Cl + C ₂ H ₅ Cl	R502	111,60	-45,60	1492	940	0,238	901	41,3	—
C ₂ H ₆	R170	30,06	-88,6	547	1670	0,286	32,1	50,3	-183,2
C ₃ H ₈	R290	44,10	-42,2	583	—	0,940	96,8	43,4	-187,1
C ₄ H ₁₀	R3110	58,08	-0,60	600	—	0,351	153,0	36,0	-131,5
C ₄ H ₄	R150	28,05	-103,7	571	1470	0,305	9,5	51,6	-169,5

Примечание. Плотность ρ , удельная теплоемкость c_p , коэффициент кинематической вязкости ν приведены для нормальной температуры кипения жидкостей.

1.2. Значения теплоты парообразования и плотности хладагентов при различной температуре

Параметр	t, °C									
	-70	-60	-50	-40	-30	-20	-10	0	10	
R717										
$p \cdot 10^5$, Па	0,1094	0,2136	0,4076	0,7159	1,194	1,1902	2,911	4,302	6,164	
$r \cdot 10^3$, Дж/кг	1463	1441	1417	1390	1361	1329	1294	1257	1218	
ρ , кг/м ³	725	714	702	690	678	665	652	639	625	
R12										
$p \cdot 10^5$, Па	0,1226	0,2262	0,3919	0,6430	1,006	1,513	2,196	3,091	4,235	
$r \cdot 10^3$, Дж/кг	182	178	174	170	166	162	157	152	147	
ρ , кг/м ³	1600	1574	1546	1518	1489	1459	1428	1396	1362	
R22										
$p \cdot 10^5$, Па	0,2088	0,382	0,660	1,076	1,679	2,51	3,63	5,10	6,99	
$r \cdot 10^3$, Дж/кг	251	246	241	236	228	222	216	208	199	
ρ , кг/м ³	1489	1465	1439	1411	1382	1350	1318	1285	1289	
R502										
$p \cdot 10^5$, Па	0,2767	0,4899	0,8190	1,303	1,987	2,918	4,149	5,766	7,736	
$r \cdot 10^3$, Дж/кг	183	179	175	171	166	161	155	148	141	
ρ , кг/м ³	1580	1540	1505	1475	1443	1410	1376	1340	1300	

1.3. Теплофизические свойства хладоносителей

Плотность ρ , кг/м ³	Массовая доля, %	Температура замерзания t_z , °C	Удельная теплосмкость c_p , Дж/(кг·K)	Теплопровод- ность λ , Вт/(м·K)	Кинематичес- кая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с
<i>Раствор хлорида натрия</i>					
1050	7	-4,4	3827	0,593	1,78
1080	11	-7,5	3672	0,556	1,87
1100	13,6	-9,8	3588	0,554	1,95
1120	16,2	-12,2	3516	0,552	2,11
1140	18,8	-15,1	3442	0,550	2,25
1160	21,2	-18,2	3374	0,547	2,44
1175	23,1*	-21,2	3324	0,544	2,59
<i>Раствор хлорида кальция</i>					
1080	9,4	-5,2	3626	0,556	2,00
1130	14,7	-10,2	3328	0,549	2,27
1170	18,9	-15,7	3128	0,544	2,56
1190	20,9	-19,2	3044	0,542	2,76
1220	23,8	-25,7	2931	0,538	3,13
1240	25,7	-31,2	2868	0,535	3,43
1260	27,5	-38,6	2809	0,531	3,81
1270	28,4	-43,6	2780	0,529	4,02
1280	29,4	-50,1	2755	0,528	4,30
1286	29,9*	-55,0	2738	0,528	4,43
<i>Раствор этиленгликоля</i>					
1005	4,6	-2	4100	0,56	1,95
1010	8,4	-4	4060	0,55	2,26
1015	12,2	-5	3980	0,53	2,51
1020	16	-7	3890	0,51	2,79
1025	19,8	-10	3850	0,50	3,06
1030	23,6	-13	3770	0,49	3,44
1035	27,4	-15	3730	0,48	3,80
1040	31,2	-17	3640	0,46	4,25
1045	35	-21	3560	0,46	4,70
1050	38,8	-26	3520	0,45	5,32
1055	42,6	-29	3430	0,44	5,85
1060	46,4	-33	3350	0,43	6,28

Примечание. Удельная теплосмкость c_p , коэффициенты теплопроводности λ и кинематической вязкости ν приведены при 0 °C.

* Эвтектическая точка.

Одним из наиболее эффективных хладоносителей благодаря малой вязкости при низких температурах является дихлорметан CH_2Cl_2 — R30. При температуре -4 °C и скорости потока примерно 1 м/с R30 по сравнению с водным раствором CaCl_2 обес-

печивает уменьшение теплопередающей поверхности примерно в 3 раза. Теплофизические свойства жидкого R30, влияющие на выбор насоса, приведены в табл. 1.4.

1.4. Теплофизические свойства жидкого R30 на линии насыщения

Температура t , °C	Давление насыщенного пара p 10 ⁵ , Па	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p , Дж/(кг·K)	Теплопроводность λ , Вт/(м·K)	Кинематическая вязкость ν 10 ⁶ , м ² /с
30	0,694	1281	1193	0,154	0,3094
20	0,455	1297	1176	0,156	0,3375
10	0,301	1312	1164	0,158	0,3694
0	0,181	1328	1156	0,159	0,4065
-10	0,114	1343	1135	0,161	0,4480
-20	0,064	1359	1122	0,163	0,4965
-30	0,031	1374	1110	0,165	0,5528
-40	0,017	1390	1097	0,166	0,6188
-50	0,008	1405	1084	0,168	0,6964
-60	0,002	1421	1076	0,170	0,7885
-70	0,001	1436	1063	0,171	0,8995
-80	0,0003	1452	1051	0,173	1,0320

В абсорбционных холодильных машинах используют растворы двух компонентов с различными температурами кипения при одинаковом давлении. Компонент, кипящий при низкой температуре, выполняет функции холодильного агента, другой компонент является поглотителем (абсорбентом). В промышленных абсорбционных установках непрерывного действия применяют в основном водоаммиачные и водобромисто-литиевые растворы.

Влияние теплофизических свойств на работу насоса. Теплофизические характеристики перекачиваемой жидкости (такие, как плотность, сжимаемость, вязкость, испаряемость, температура замерзания и степень загрязнения) влияют на рабочий процесс насоса.

В реальной жидкости появляются силы трения между частицами жидкости. Поток имеет склонность к отрывам и завихрениям, что особенно сильно проявляется в каналах с переменным поперечным сечением, что всегда сопряжено с потерями.

Реальное влияние свойств перекачиваемой среды на характеристики насоса можно оценить лишь экспериментальным путем. При этом опытные данные для воды могут быть перенесены по законам подобия на другие перекачиваемые среды при равенстве чисел Рейнольдса или при условии автомодельности. С помощью числа Re оценивают вид движения потока как ламинарный или турбулентный.

Число Re определяют следующим соотношением:

$$Re = cd/\nu,$$

где c — скорость потока, м/с; d — диаметр трубы, гидравлический диаметр (характерная величина для обтекаемости канала), м; ν — кинематическая вязкость, м²/с.

В холодильных и криогенных установках перекачиваемые жидкости сильно различаются по *плотности*. Плотность некоторых жидкостей (кг/м³) характеризуется следующими значениями: аммиака — 680; воды — 1000; фреона (R22) — 1400; жидкого кислорода — 1410.

При расчете лопастного насоса определяют прежде всего напор в метрах (метры столба жидкости), который состоит из геометрической разности высот между уровнями жидкости на стороне всасывания и нагнетания, разности давлений между приемным и напорным резервуарами, потерь напора в трубопроводах и увеличения скорости в напорном патрубке по сравнению со скоростью во входном. Учитывая плотность перекачиваемой жидкости, пересчитывают напор в давление, которое показывают манометры, подключенные к патрубкам. Напор, отнесенный к воде при температуре 4 °C,

$$H' = H\rho/1000,$$

где H — напор, м вод. ст.; ρ — плотность перекачиваемой среды, кг/м³.

Давление, создаваемое насосом,

$$p = H \frac{\rho}{1000} \frac{g}{9,81}$$

От плотности перекачиваемой жидкости зависит потребляемая мощность насоса, так как она возрастает пропорционально увеличению плотности.

В установках холодильной техники чаще перекачивают среды, вязкость которых отлична от вязкости воды. Если для перекачивания таких сред применять обычные насосы, то следует учитывать, что характеристика насоса, не рассчитанная на перекачивание специальных сред, изменится в зависимости от вязкости. В общем виде влияние вязкой среды на характеристики насосов рассмотрено в справочной литературе.

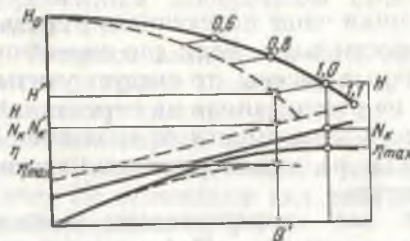
От вязкости среды зависят все характеристики насоса: подача, напор и потребляемая мощность. При увеличении

вязкости увеличиваются потери на трение, вследствие этого снижаются подача и напор в оптимальном режиме, что, в свою очередь, приводит к уменьшению абсолютного значения КПД.

В лопастных насосах при постоянной частоте вращения ротора с увеличением вязкости перекачиваемой среды происходит снижение кривых $Q' - H'$ (рис. 1.4). При нулевой подаче имеет место незначительное изменение, затем кривые $Q - H$ резко падают; увеличивается потребляемая мощность. Пересчет параметров лопастных насосов, предназначенных для перекачивания воды, на параметры насосов для перемещения вязкой жидкости возможен лишь с использованием поправочных коэффициентов, определяемых на основании опытных данных. Удельная частота вращения на режиме, соответствующем максимальному КПД, остается почти постоянной. По приведенным на рис. 1.5 кривым могут быть определены поправочные коэффициенты, которые необходимы для пересчета параметров H и η . При пересчете заданной характеристики исходят из параметров для режима максимального полного КПД. Поправочные коэффициенты определяют по номограмме, приведенной на рис. 1.5.

От подачи Q' , нанесенной по оси абсцисс, вертикально вверх проводится прямая до линии соответствующего напора, а из точки пересечения проводится прямая горизонтально до линии соответствующей заданной вязкости. На вертикали от этой точки располагаются поправочные коэффициенты для расчета КПД (η'), подачи Q' и напора H' . Для роторных насосов такой пересчет параметров связан со значительными трудностями. Сведения о разрабатываемой или эксплуатируемой машине могут быть получены на основании опытных данных по геометрически подобным машинам.

При перекачивании поршневыми насосами и особенно поршневыми дозирующими насосами жидкостей высокой вязкости насос может совсем прекратить подачу жидкости, при этом потери в подводящем трубопроводе могут возрасти до такой степени, что всасывание совсем прекратится или будет происходить с плохим использованием рабочего пространства.



При всасывании перекачиваемой среды максимальной допустимая высота всасывания, являющаяся составной частью удельной работы насоса

Рис. 1.4. Изменение характеристик насоса при работе на вязкой жидкости (значения, помеченные знаком * относятся к вязкой жидкости)

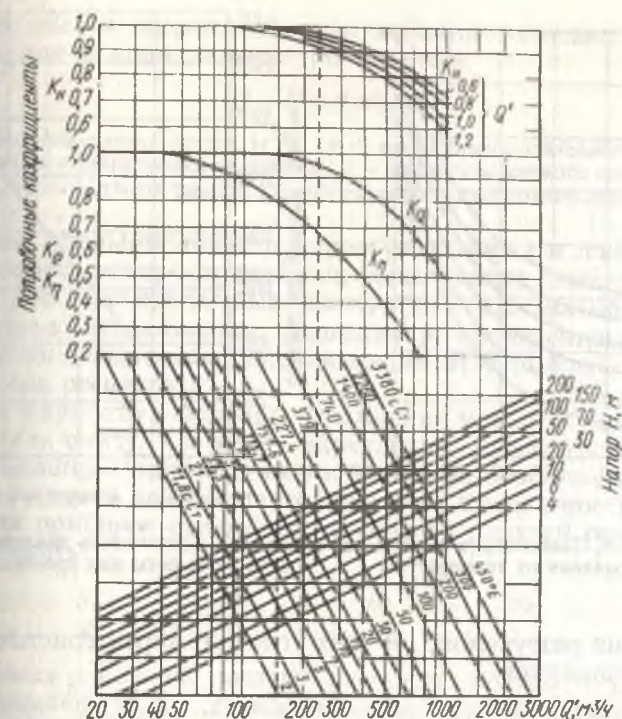


Рис. 1.5. Поправочные коэффициенты для расчета характеристики насоса при работе на вязкой жидкости

са, существенно зависит от давления парообразования, а также от атмосферного давления.

Если для насоса, подающего жидкость при температуре около 20 °С, известна максимальная высота всасывания при определенной подаче, то этот насос нельзя применять для более высоких температур при сохранении имеющихся соотношений на всасывании.

Зависимости высоты всасывания H_s от температуры перекачиваемой среды приведены на рис. 1.6. На рис. 1.7 показано снижение давления окружающего воздуха при увеличении высоты расположения насосной установки над уровнем моря. Насосы, которые стабильно работают на незначительной высоте над уровнем моря, на больших высотах при одинаковых подачах не обеспечивают требуемой высоты всасывания, так как происходит парообразование перекачиваемой среды на входе в рабочие органы (кавитация), что наряду с сильным шумообразованием при-

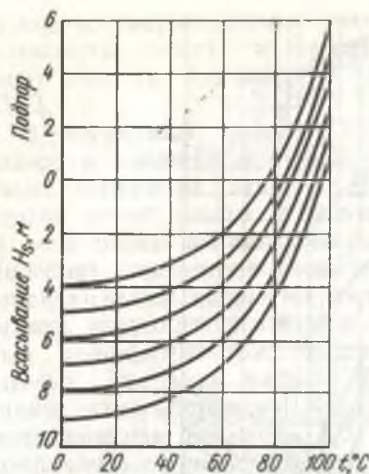


Рис. 1.6. Зависимость высоты всасывания от температуры

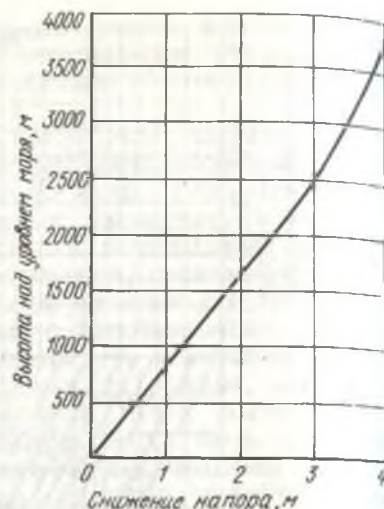


Рис. 1.7. Зависимость давления воздуха от высоты над уровнем моря

водит к их разрушению. В этих условиях характеристики насосов резко ухудшаются.

1.4. ПОДБОР НАСОСОВ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Подбор насосов осуществляют на стадии проектирования холодильных установок или при необходимости замены насосов на действующих установках. При подборе насоса определяют максимальную потребную подачу перекачиваемой жидкости, необходимый максимальный напор и потребляемую мощность. Кроме того, при выборе насоса учитывают соответствие паспортных данных условиям эксплуатации насоса в составе холодильной установки, т. е. сопоставляют область применения насоса по температурам и давлениям (например, конструктивные исполнения 1, 2, 3, 4, 5, 6 по ГОСТ 20791 центробежных герметичных электронасосов), материал проточной части насоса (исполнения А, К, К1, Е по ГОСТ 20791), кавитационный запас, климатическое исполнение, категорию размещения, исполнение по взрывозащищенности по паспорту с реальными условиями эксплуатации насоса в составе холодильной установки.

Определение подачи. В насосно-циркуляционных системах непосредственного охлаждения жидкий холодильный агент из циркуляционных ресиверов перекачивается в приборы охлаждения, где кипит, отбирая теплоту от охлаждаемой среды.

Подачу насоса рассчитывают по заданной холодопроизводительности для каждой температуры кипения.

$$Q = Q_0 n / (\rho r), \quad (1.15)$$

где Q — объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_0 — холодопроизводительность брутто, Вт; n — кратность циркуляции хладагента; ρ — плотность жидкого холодильного агента, $\text{кг}/\text{м}^3$; r — удельная теплота парообразования холодильного агента, $\text{Дж}/\text{кг}$.

Значения удельной теплоты парообразования r и плотности ρ для наиболее распространенных хладагентов выбирают из табл. 1.2. Для промежуточных температур r и ρ можно определить методом интерполяции. Давления p , приведенные в табл. 1.2, являются давлениями кипения хладагентов (давления в циркуляционных ресиверах).

Подача жидкости в приборы охлаждения может осуществляться сверху или снизу. Кратность циркуляции хладагента n зависит от длины шлангов приборов охлаждения и способа подачи жидкости. Чем короче длина шлангов, тем больше кратность циркуляции. Для приборов охлаждения с верхней подачей рекомендуется принимать:

$l_{\text{шл}}, \text{м}$	60	100	160	200	260
n	15	9	7	5	2

В системах с нижней подачей хладагента кратность циркуляции принимают в 1,5...2 раза меньше при соответствующей длине шлангов.

Подачу насосов в установках с промежуточным хладоносителем (рассольные системы охлаждения) подбирают также по заданной холодопроизводительности.

$$Q = Q_0 / (\rho c_p \Delta t), \quad (1.16)$$

где Q — объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_0 — холодопроизводительность установки, Вт; ρ — плотность хладоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_p — удельная теплоемкость хладоносителя, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; Δt — подогрев хладоносителя в приборах охлаждения, $^\circ\text{C}$.

Значения ρ и c_p выбирают из табл. 1.4. Подогрев хладоносителя Δt принимают равным 2...5 $^\circ\text{C}$. С уменьшением Δt сглаживаются колебания температуры в охлаждаемых объектах; одновременно растет подача насосов и, следовательно, увеличивается расход энергии на привод насосов.

В абсорбционных холодильных установках подача насосов, подающих крепкий раствор из абсорбера в генератор, определяется также по холодопроизводительности установки

$$Q = Q_0 f / (\rho r), \quad (1.17)$$

где Q — объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_0 — холодопроизводительность установ-

ки, Вт; f — кратность циркуляции раствора; ρ — плотность крепкого раствора кг/м^3 ; r — удельная теплота парообразования хладагента, Дж/кг.

Плотность водных растворов зависит от массовой доли растворенного вещества:

Массовая доля растворенного вещества	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\rho_{\text{р}}^{\text{NH}_3}, \text{кг/м}^3$	960	920	880	800	760	720	680
$\rho_{\text{р}}^{\text{LiBr}}, \text{кг/м}^3$	1220	1330	1440	1550	1660	1770	1890

Удельная теплота парообразования аммиака при различных температурах кипения приведена в приложении. Теплоту парообразования воды (бромисто-литиевые установки) в диапазоне рабочих температур $0...20^\circ\text{C}$ можно принять равной $r=2,48 \cdot 10^6$ Дж/кг. Кратность циркуляции раствора f зависит от зоны дегазации и определяется из теплового расчета абсорбционной установки.

Определение необходимого напора. По ГОСТ 17398 «Насосы. Термины и определения» давление, создаваемое насосом, определяется зависимостью (1.2).

Напор H в метрах столба перекачиваемой жидкости связан с давлением соотношением (1.4).

Напор H (давление p), создаваемый насосом, преодолевает гидравлические сопротивления трения в трубах и каналах, местные гидравлические сопротивления и высоту гидростатического столба жидкости, т.е.

$$p = H\rho g = \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{н}}, \quad (1.18)$$

где $\Sigma \Delta p_{\text{м}}$ — сумма гидравлических потерь в местных сопротивлениях, Па; $\Delta p_{\text{тр}}$ — гидравлические потери на трение, Па; $\Delta p_{\text{н}}$ — давление гидростатического столба жидкости, подаваемой насосом, Па.

Для определения требуемого давления p (напора H) насоса необходимо иметь схему разводки жидкостных трубопроводов указанием их диаметров, длины всех горизонтальных и вертикальных участков, углов поворотов, а также иметь данные по проходным сечениям и типам коммуникационной арматуры. Внутренний диаметр трубопровода на стадии проектирования определяют по оптимальной скорости движения жидкости:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c}}, \quad (1.19)$$

где Q — объемный расход жидкости через трубопровод, $\text{м}^3/\text{с}$; c — оптимальная

скорость течения среды, м/с. В трубопроводах холодильных установок рекомендуются следующие скорости течения c , м/с:

	Страна всасывания	Страна нагнетания
Вода	0,50...1,00	0,80...1,30
Хладоносители	0,40...0,80	0,70...1,20
Водоаммиачный раствор	0,15...0,25	0,70...1,25
Жидкие хладагенты	0,15...0,50	0,50...1,25
Жидкие хладагенты при самотеке	0,15...0,50	0,15...0,50

Более высокие значения скоростей принимают для труб большего диаметра. Низкие скорости хладагентов и водоаммиачного раствора на всасывании предупреждают возможность парообразования вследствие падения давления на сопротивлениях всасывающих трубопроводов. Длина и конфигурация схемы разводки трубопроводов зависят от взаимного расположения элементов холодильной установки. Тип и условный проход арматуры определяются ее назначением и диаметром трубопроводов.

Гидравлические потери в местных сопротивлениях возникают при резких изменениях живого сечения или конфигурации канала и обуславливаются изменением величины и направления скорости потока. Падение давления в местном сопротивлении

$$\Delta p_m = \xi_m \rho c^2 / 2, \quad (1.20)$$

где ξ_m — коэффициент местного сопротивления (из табл. 1.5); ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; c — средняя скорость потока за местным сопротивлением.

1.5. Коэффициенты местных сопротивлений

Местное сопротивление	Коэффициент	
	местного сопротивления ξ_m	эквивалентной длины B
Вход в трубу:		
при острой входной кромке	0,5	16
при закругленной кромке	0,1...0,2	3...6
Выход из трубы	1,0	32
Поворот трубы:		
на 90° без переходного закругления	1,5	42
на 90° по радиусу $R/d_n = 1$	0,5	16
на угол $\varphi < 90^\circ$	0,5 $\varphi/90$	16 $\varphi/90$
на 180° (калач):		
при $R/d_n = 0,5$	1,6	48
при $R/d_n = 1$	0,8	24
при $R/d_n = 2,5$	0,4	12
Тройник:		
на проходе (вытяжной)	0,25...1,0	8...32
на проходе (приточный)	0,95...1,25	30...40
на разветвлении	2,0	64

Местное сопротивление	Коэффициент	
	местного сопротивления ξ	эквивалентной длины B
Задвижка открытая:		
полностью	0,1	3
на 3/4	0,6	18
на 1/2	2	64
на 1/4	17	560
Вентиль:		
проходной	8	250
угловой	6	190
Обратный клапан	10	320
Дроссельная заслонка (кран) при угле поворота от оси:		
0° (полностью открыта)	0,1	3
22,5°	2	64
45°	25	800
65°	250	8000
70°	750	24000

Падение давления, обусловленное трением в трубах и каналах, внутри которых протекает жидкость, определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{l}{d_3} \rho \frac{c^2}{2}, \quad (1.21)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — гидравлическое сопротивление трения, Па; $\xi_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трения; l — длина канала, м; ρ — плотность жидкости, кг/м³; c — средняя скорость жидкости, м/с; $d_3 = 4S/P$ — эквивалентный диаметр сечения, м (для круглых труб $d_3 = d_{\text{вн}}$); S — площадь сечения, м²; P — периметр сечения, смачиваемый жидкостью, м.

При небольших изменениях температуры жидкостей, имеющих место в трубопроводах и аппаратах холодильных установок, поток жидкости можно рассматривать как изотермический, т. е. пренебречь изменением вязкости и плотности жидкости, а также ускорением, возникающим при изменении плотности.

Коэффициент трения $\xi_{\text{тр}}$ зависит от режима течения жидкости (числа Re) и от степени шероховатости внутренних поверхностей каналов.

При ламинарном движении жидкости ($Re \leq 2300$) для гладких и прямых каналов

$$\xi_{\text{тр}} = A/Re. \quad (1.22)$$

Постоянная A и величина эквивалентного диаметра d_3 , через который вычисляется критерий Re , зависят от формы канала. Их значения приведены в табл. 1.6.

1.6. Значения d_s и A

Форма сечения канала	d_s	A
Круг диаметром d	d	64
Квадрат со стороной a	a	57
Кольцо шириной a	$0,58a$	53
Прямоугольник со сторонами a, b :		
$a/b = 0,1$	$1,81a$	85
$a/b = 0,2$	$1,67a$	76
$a/b = 0,25$	$1,6a$	73
$a/b = 0,33$	$1,5a$	69
$a/b = 0,5$	$1,3a$	62

При ламинарном течении шероховатость каналов значения не имеет. При турбулентном движении жидкости [$Re = 2,3(10^3 \dots 10^5)$]

$$\xi_{тр} = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (1.23)$$

При значениях $Re = 2,3(10^3 \dots 10^8)$ коэффициент трения можно определять также по формуле

$$\xi_{тр} = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (1.24)$$

Значения $\xi_{тр}$ по уравнению (1.24) приведены в табл. 1.7.

Влияние шероховатости каналов на коэффициент трения можно учесть умножением $\xi_{тр}$ на коэффициент шероховатости $\epsilon_{ш}$:

Трубы	$\epsilon_{ш}$
Гладкие медные и латунные	1,0
Новые стальные	1,11
Старые стальные	1,56
Чугунные каналы и трубы	1,5...2,5

При протекании жидкостей в спиральных змеевиках коэффициент трения следует умножить на коэффициент $\epsilon_{зм}$, учитывающий отношение радиуса змеевика R к внутреннему диаметру трубы $d_{вн}$:

$R/d_{вн}$	250	20	10	8	6	5	4	3
$\epsilon_{зм}$	1,0	1,10	1,25	1,35	1,50	1,60	1,70	1,90

Для шероховатых труб коэффициент трения $\xi_{тр}$ можно определить также по формуле

$$\xi_{тр} = 0,02 + \frac{1,7}{Re^{0,5}}. \quad (1.25)$$

1.7. Значения коэффициентов трения $\xi_{тр}$

$Re \cdot 10^4$	$\xi_{тр} \cdot 10^{-2}$	$Re \cdot 10^4$	$\xi_{тр} \cdot 10^{-2}$	$Re \cdot 10^4$	$\xi_{тр} \cdot 10^{-2}$
0,4	4,03	4,5	2,12	45	1,33
0,5	3,76	5,0	2,07	50	1,30
0,6	3,56	6,0	1,98	60	1,26
0,7	3,40	7,0	1,92	70	1,23
0,8	3,28	8,0	1,86	80	1,21
1,0	3,08	10	1,78	100	1,16
1,5	2,76	15	1,64	150	1,08
2,0	2,57	20	1,55	200	1,03
2,5	2,43	25	1,48	250	1,00
3,0	2,33	30	1,43	300	0,96
3,5	2,24	35	1,41	350	0,95
4,0	2,17	40	1,36		

Гидравлические потери в местных сопротивлениях можно привести к потерям на трение на эквивалентной длине трубы l_3 . При одинаковом динамическом напоре $\rho c^2/2$

$$\xi_M = \xi_{тр} \frac{l_3}{d_3},$$

откуда

$$l_3 = \frac{\xi_M}{\xi_{тр}} d_3 = B d_3. \quad (1.26)$$

Значения B приведены в табл. 1.5.

Определение мощности. Мощность, затрачиваемая на привод насоса, определяется его подачей, создаваемым напором и коэффициентом полезного действия:

$$N = \frac{Qp}{\eta_n} = \frac{QH\rho g}{\eta_n}, \quad (1.27)$$

где N — мощность насоса, Вт; Q — объемная подача насоса, м³/с; p — давление, развиваемое насосом, Па; η_n — КПД насоса. КПД насоса в рабочих условиях зависит от типа, размера и конструкции машины, рода перекачиваемой жидкости, режима работы, характеристики сети, на которую насос работает. КПД насосов лежат в пределах 0,5...0,8 и определяются по паспортным характеристикам машины, H — напор насоса, м; ρ — плотность жидкости.

Особенности холодильных установок, влияющие на выбор насосов. В установках непосредственного охлаждения из циркуляционных ресиверов в приборы охлаждения перекачивается холодильный агент, находящийся при давлении и температуре кипения. Во избежание парообразования в рабочей полости насоса необходимо устанавливать насос ниже рабочего уровня жидкости в ресивере на 1,2...3 м. Перед входом в насос устанавливается

фильтр-пароотделитель, соединенный с паровой полостью ресивера. При использовании герметичных центробежных электронасосов, в которых смазка подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляются перекачиваемым холодильным агентом, необходимо соединять с паровой полостью ресивера штуцер выхода холодильного агента после электродвигателя.

В холодильных установках многоэтажных холодильников для равномерной параллельной раздачи жидкого хладагента по этажам на входе каждого этажа устанавливают регулирующий вентиль. Для равномерного распределения жидкости в пределах этажа по охлаждающим приборам перед последними устанавливают либо дозирующие диафрагмы, либо регулирующие вентили. Одновременно с дозировкой жидкости регулирующие диафрагмы и вентили устраняют влияние избыточного давления, создаваемого насосом, на температуру кипения холодильного агента в приборах охлаждения. При расчете напора насосов учитывают местные сопротивления регулирующих вентилей и диафрагм.

Сопротивление диафрагмы в трубе постоянного сечения определяют по формуле

$$\xi_d = \left(1 + \frac{0,707}{\sqrt{1-c/c_1}}\right)^2 \left(\frac{c_1}{c} - 1\right)^2, \quad (1.28)$$

где c_1 и c — соответственно скорости потока в трубопроводе и диафрагме.

Диафрагмы рассчитывают таким образом, чтобы при любых изменениях тепловой нагрузки кратность циркуляции жидкого хладагента в наиболее отдаленных приборах охлаждения была достаточной. Сечение диафрагмы находят по заданному массовому расходу хладагента, подаваемого к данному прибору охлаждения:

$$d_d = \sqrt{\frac{4G}{\pi \mu} \frac{1}{2\Delta p_d}}, \quad (1.29)$$

где d_d — диаметр диафрагмы, м; G — массовый расход хладагента, кг/с; $\mu = 0,62 \dots 0,65$ — коэффициент расхода; Δp_d — перепад давлений жидкого хладагента на диафрагме, Па; ρ — плотность жидкого хладагента перед диафрагмой, кг/см³.

Массовый расход хладагента на один охлаждающий прибор определяют по его холодопроизводительности и выбранной кратности циркуляции в зависимости от длины шлангов прибора по известной формуле

$$G = Q_0 n / r,$$

где Q_0 — тепловая нагрузка на прибор, Вт; n — кратность циркуляции; r — теплота парообразования холодильного агента, Дж/кг.

При циркуляции холодильного агента в переохлажденном (однофазном) состоянии гидравлическое сопротивление трубопровода определяют по общепринятой методике. В охлаждающих приборах в результате парообразования образуется двухфазный парожидкостный поток, который движется по шлангам приборов и далее по трубопроводам в циркуляционный ресивер. При этом общее гидравлическое сопротивление трубопровода

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{у}}, \quad (1.30)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — потери на трение; $\Delta p_{\text{м}}$ — потери на местном сопротивлении; $\Delta p_{\text{н}}$ — потери напора; $\Delta p_{\text{у}}$ — потери давления вследствие ускорения потока, вызываемого увеличением объемного расхода в результате парообразования.

При гомогенной модели расчета плотность двухфазной смеси

$$\rho_{\text{см}} = x\rho_{\text{п}} + (1 - x)\rho_{\text{ж}}, \quad (1.31)$$

где x — доля пара в двухфазном потоке. При кратности циркуляции n $x = 1/n$; $\rho_{\text{п}}, \rho_{\text{ж}}$ — соответственно плотности паровой и жидкой фаз при давлении и температуре кипения, кг/м^3 .

Возросшая скорость двухфазного потока

$$c_{\text{см}} = \frac{G}{\rho_{\text{см}} S},$$

где $c_{\text{см}}$ — средняя скорость двухфазного потока, м/с ; G — массовый расход хладагента через прибор охлаждения, кг/с ; $\rho_{\text{см}}$ — плотность двухфазной смеси, кг/м^3 ; S — площадь сечения шлангов прибора, м^2 .

Общее гидравлическое сопротивление любого участка, по которому протекает двухфазная смесь, при гомогенной модели определяется по формуле

$$\Delta p = \xi_{\text{см}} \frac{l_3}{d_{\text{вн}}} \rho_{\text{см}} \frac{c_{\text{см}}^2}{2} + \Delta p_{\text{у}}, \quad (1.32)$$

где $\xi_{\text{см}} = 0,04/c_{\text{см}}^{0,25}$ — коэффициент сопротивления двухфазной смеси; l_3 — эквивалентная длина участка, определенная по формуле (1.26), м ; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубопровода, м ; $\rho_{\text{см}}$ — ускоренная плотность, кг/м^3 ; $c_{\text{см}}$ — средняя скорость потока, м/с ; $\Delta p_{\text{у}}$ — потери давления в результате ускорения, составляющие примерно 0,1 потери на трение.

Выбор насосов для газожидкостных смесей и сжиженных газов. Для перекачивания сжиженных газов и газовых смесей применяют следующие типы центробежных насосов: горизонтальные и вертикальные с уплотнением вала (торцевое уплотнение); с магнитной муфтой; с герметичным электродвигателем; с погружным двигателем.

Для заполнения сжиженными газами баллонов при давлении 20...30 МПа применяют поршневые насосы.

При перекачивании сжиженных газов всасывающая способность насосов, непосредственно устанавливаемых в трубопроводную систему, в значительной мере зависит от конструкции всасывающего трубопровода. Всасывающий трубопровод необходимо выполнять прямым, с некоторым уклоном в сторону насоса, при минимальном количестве установленной арматуры. Кроме того, эта система должна иметь надежную изоляцию* для обеспечения минимальных теплопритоков. Оптимальная скорость потока во всасывающем трубопроводе не должна превышать 0,8...1,0 м/с. Не рекомендуется применять и меньшую скорость потока. Необходимое давление сверх давления парообразования, соответствующего имеющейся температуре, не должно быть больше 0,5 м. Кавитационная безопасность насоса для сжиженных газов, работающего при минимальных подпорах, имеет особое значение. Увеличение подпора почти всегда связано с возрастанием капитальных вложений.

1.5. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Перемещение жидкости происходит в результате прямолинейного движения поршня или мембраны в цилиндре насоса, который через всасывающий и нагнетательный клапан периодически соединяется с подводящим и напорным трубопроводами. При ходе поршня или мембраны, увеличивающем рабочий объем насоса, жидкость всасывается через всасывающий клапан, а при обратном ходе поршня из-за уменьшения рабочего объема жидкость через нагнетательный клапан вытесняется в напорный трубопровод.

Классификация. По типу вытеснения насосы подразделяют на поршневые и мембранные (рис. 1.8). Признаками классификации поршневых насосов могут служить: способ действия поршня (рис. 1.9,а), положение поршня и цилиндра (рис. 1.9,б), форма поршня (рис. 1.9,в), вид привода (рис. 1.9,г).

Соответственно различают насосы простого и двойного действия, горизонтальные или вертикальные, радиальные или аксиальные, клапанные, крыльчатые, дисковые, плунжерные многоступенчатые с рычажным, кулачко-

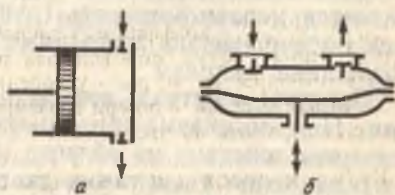


Рис. 1.8. Насосы с возвратно-поступательным движением поршня: а — поршневой; б — мембранный

*Вопросы, связанные с изоляцией насосных установок для перекачивания сжиженных газов и газовых смесей, здесь не рассмотрены.

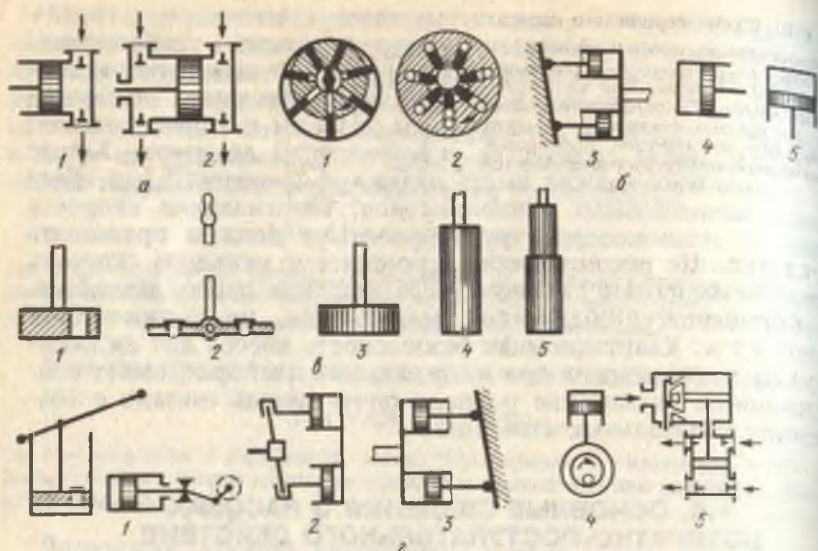


Рис. 1.9. Классификация поршневых насосов:

a — по способу действия поршня: 1 — простого действия; 2 — двойного действия; *б* — по положению поршня и цилиндра: 1 — радиальное с внутренними полостями; 2 — радиальное с наружными полостями; 3 — аксиальное; 4 — горизонтальное; 5 — вертикальное; *в* — по форме поршня: 1 — клапанный; 2 — крыльчатый; 3 — дисковый; 4 — плунжерный; 5 — ступенчатый; *г* — по типу привода: 1 — рычажный; 2 — шатунный (при неподвижных цилиндрах); 3 — поворотный (с вращающимися цилиндрами); 4 — эксцентриковый; 5 — прямодействующий

вым приводом или с качающимся приводным диском, а также прямодействующие.

Мембранные насосы классифицируют по расположению и количеству мембранных цилиндров, а также по типу привода.

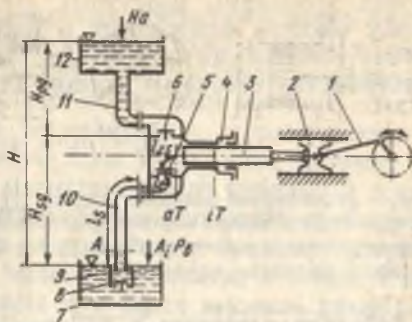
Основным недостатком возвратно-поступательных насосов является неравномерность (пульсация) подачи. Для выравнивания подачи насосы выполняют многопоршневыми и применяют воздушные колпаки.

Принцип действия, индикаторная диаграмма, высота всасывания. При перекачивании жидкости насосом возвратно-поступательного действия из области низкого давления в область высокого давления увеличение давления создается при осевом перемещении поршня, осуществляемом с помощью шарнирного или рычажного привода. Напор в этих насосах выражен в статической форме.

Схема поршневого насоса с возвратно-поступательным движением поршня показана на рис. 1 10. В начале рабочего цикла цилиндр насоса и всасывающий трубопровод заполнены воздухом под атмосферным давлением, а поршень располагается не-

Рис. 1.10. Схема поршневого насоса:

1 — кривошипно-шатунный механизм; 2 — крайшопф; 3 — плунжер; 4 — сальниковое уплотнение; 5 — всасывающий клапан; 6 — напорный клапан; 7 — резервуар на всасывании; 8 — приемный клапан; 9 — корпус валин; 10 — всасывающий трубопровод; клапана; 11 — нагнетательный трубопровод; 12 — напорный резервуар



посредственно во внешней мертвой точке $ат$. При движении поршня к внутренней мертвой точке $иТ$ (ход всасывания) из-за увеличения объема давление в цилиндре насоса уменьшается и становится ниже необходимого для открытия всасывающего клапана под действием атмосферного давления столба воздуха во всасывающем трубопроводе. Воздух из всасывающего трубопровода поступает в цилиндр насоса. При дальнейшем увеличении объема в цилиндре насоса давление во всасывающем трубопроводе снижается. Соответственно падению давления в цилиндре атмосферное давление, действующее на свободную поверхность жидкости во всасывающем резервуаре, поднимет ее до сечения $A-A$ всасывающего трубопровода. Во внутренней мертвой точке увеличение объема заканчивается, и при этом возникает обратный ток воздуха. Всасывающий клапан закрывается под действием собственного веса или силы упругости пружины, препятствуя обратному току. При движении поршня от внутренней мертвой точки к внешней (ход сжатия) находящийся в цилиндре воздух сжимается вследствие уменьшения объема. Если давление поднялось выше требуемого для подъема нагнетательного клапана, то он открывается и воздух направляется в напорный трубопровод. Процесс нагнетания длится до тех пор, пока поршень не возвратится во внешнюю мертвую точку и нагнетательный клапан не закроется под действием собственного веса или силы упругости пружины и разности давлений.

Таким образом завершается первый рабочий цикл. При каждом последующем цикле работы данный процесс повторяется и жидкость поднимается в соответствии с уменьшением давления по всасывающему трубопроводу до тех пор, пока не пойдет через всасывающий клапан в цилиндр насоса. Если жидкость поднялась на величину, соответствующую геодезической высоте всасывания H_{sg} , то при обратном ходе поршня под действием атмосферного давления на свободную поверхность она возвращается в приемный резервуар, а процесс всасывания прекращается. Ниже приведены различные виды всасывания.

1. Сухое всасывание (цилиндр насоса и всасывающий трубо-

провод заполнены воздухом). Это возможно лишь только при малых высотах всасывания и нагнетания, так как уменьшается высота всасывания вследствие расширения воздуха из мертвого пространства насоса. В данном случае

$$H_s = \left(p_b - \frac{p_{нг}}{(1/\epsilon_0 + 1)} \right) \frac{1}{\rho g}, \quad (1.33)$$

где p_b — атмосферное давление воздуха, Па; $p_{нг}$ — давление в напорном патрубке Па; ϵ_0 — относительное мертвое пространство, равное отношению объема мертвого пространства к рабочему объему; g — ускорение свободного падения, м/с²; ρ — плотность жидкости, кг/см³.

Действие давления в напорном патрубке можно исключить, установив воздухоотводящий вентиль. Таким образом, воздух будет преодолевать лишь атмосферное давление. Так как в обычных насосах возвратно-поступательного действия относительное мертвое пространство $\epsilon_0 = 1 \dots 3 \%$, то при сухом всасывании высота всасывания может быть 5...2,5 м. Большая продолжительность хода всасывания при работе без смазки является причиной износа поршней и уплотнительных колец.

2. Влажное всасывание (цилиндр насоса заполнен жидкостью). Цилиндр насоса заполняется жидкостью через обводной трубопровод от напорного трубопровода или с помощью приспособления для заливки, и, таким образом, мертвое пространство цилиндра всегда будет заполнено жидкостью. При каждом ходе поршня количество всасываемого в цилиндр воздуха равно полному рабочему объему цилиндра, и поэтому расчетная высота всасывания надежно обеспечивается в течение небольшого отрезка времени.

Для уменьшения продолжительности всасывания целесообразно в цилиндре насоса предусмотреть вентиль для отвода воздуха, а обводной трубопровод необходимо приоткрыть, чтобы выхваченный воздухом во время хода сжатия объем жидкости непрерывно восполнялся. Для экстренного пуска насоса на нижнем

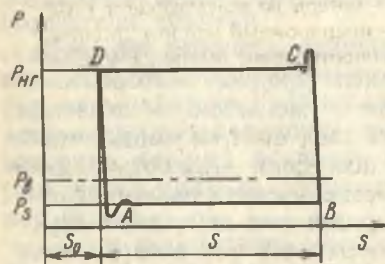


Рис. 1.11. Индикаторная диаграмма

конце подводящего трубопровода размещают всасывающую сетку с приемным клапаном. При остановке насоса приемный клапан закрывается, а цилиндр насоса и напорный трубопровод остаются заполненными жидкостью.

Изменение давления на поршень в рабочем цикле видно из индикаторной диаграммы (рис. 1.11). После окончания всасывания жидкость следует за поршнем, так что при обратном

ходе поршня после достижения давления открытия в точке *A* под действием атмосферного давления (через столб жидкости) открывается всасывающий клапан и жидкость поступает в цилиндр насоса до точки *B*, где поршень достигает своей мертвой точки. На этом поступление жидкости заканчивается, и всасывающий клапан начинает закрываться. При ходе нагнетания в точке *C* достигается давление открытия нагнетательного клапана и жидкость выталкивается из цилиндра насоса в напорный трубопровод. В точке *D* подача жидкости завершается и начинает закрываться нагнетательный клапан. Меньшее давление в точке *A* по сравнению с давлением всасывания p_s и более высокое давление в точке *C* по сравнению с $p_{\text{нг}}$ обусловлено тем, что сопротивление открытию клапанов выше сопротивления протеканию жидкости по трубопроводу. Клапаны открываются неточно в мертвых точках, что обусловлено запаздыванием закрытия клапана и содержанием газа в жидкости.

В напорный резервуар жидкость из насоса подается в результате перемещения поршня насоса во время хода нагнетания. Так как перекачиваемые жидкости несжимаемы, давление насоса возвратно-поступательного действия теоретически неограниченно и зависит лишь от прочности насосов и привода. Во время хода всасывания жидкость поступает в насос под воздействием атмосферного давления из приемного резервуара насоса. Таким образом, высота всасывания зависит от величины атмосферного давления как движущей силы и может достигать максимального значения 10,33 м вод. ст. Допустимую высоту всасывания насоса возвратно-поступательного действия, учитывая переменную скорость во всасывающем трубопроводе и сопротивления системы в момент начала хода всасывания, определяют по формуле

$$H_s \leq H_v - H_p - \Delta h_{\text{вс}} - \Delta h_{\text{ин}} - \Delta h_{\text{кл}}, \quad (1.34)$$

где H_s — геодезическая высота всасывания, м; H_v — атмосферное давление воздуха, м; H_p — давление паров жидкости, м; $\Delta h_{\text{вс}}$ — потери во всасывающем трубопроводе при внешней мертвой точке, м; $\Delta h_{\text{ин}}$ — инерционный напор в цилиндре насоса при внешней мертвой точке, м; $\Delta h_{\text{кл}}$ — сопротивление открытия всасывающего клапана при внешней мертвой точке, м.

Действительную высоту всасывания следует принимать примерно на 1 м меньше, чем получается по расчету, так как нельзя допускать парообразования под плоскостью нагнетательного клапана при колебаниях температуры и давления воздуха, а также при изменении уровня жидкости в приемном резервуаре, что могло бы привести к разрыву столба жидкости и гидравлическому удару при обратном токе. Данные для расчета составляющих уравнения (1.34) для различных конструкций насосов можно за-

имствовать из табл. 1.8, значения давления парообразования в зависимости от температуры — из рис. 1.6.

1.8. Давление водяного пара

Температура t , °C	Давление парообразования H_n , м вод.ст.	Температура t , °C	Давление парообразования H_n , м вод.ст.
0	0,063	90	7,15
10	0,125	100	10,33
20	0,238	120	20,25
30	0,433	140	36,85
40	0,752	160	63,02
50	1,258	180	102,30
60	2,031	200	158,60
70	3,177	220	236,60
80	4,830	240	341,40

Допустимая высота всасывания насоса возвратно-поступательного действия может быть увеличена путем установки воздушного резервуара (колпака) при всасывании, когда существенно уменьшается инерционный напор во всасывающем трубопроводе. От приемного резервуара до воздушного колпака скорость потока остается примерно постоянной, и жидкость получает ускорение лишь только на участке всасывающего трубопровода от воздушного колпака до всасывающего патрубка.

Так как $\Delta h_{ин}$ и $\Delta h_{кл}$ уменьшаются, то высота всасывания насоса с воздушным колпаком на всасывающем трубопроводе ориентировочно может быть подсчитана следующим образом:

$$H_s = H_v - H_n - \Delta h_{кл} - \Delta h_{вс} . \quad (1.35)$$

Соотношение параметров и коэффициент полезного действия. При вращении коленчатого вала поршень в насосах простого действия совершает ходы всасывания и нагнетания; при этом теоретически возможная подача определяется следующим соотношением:

$$Q_t = z F_n S n / 60 , \quad (1.36)$$

где Q_t — теоретическая объемная подача, м³/с; z — число цилиндров; F_n — рабочая площадь поршня, м²; S — ход поршня, м; n — число двойных ходов в минуту.

Рабочая площадь поршня (м²) насоса простого действия

$$F_n = \pi D^2 / 4 ,$$

где D — диаметр поршня, м.

Рабочая площадь поршня (m^2) насоса двойного действия для одностороннего штока

$$F_{\Pi} = \pi(2D^2 - d^2)/4,$$

для двустороннего штока

$$F_{\Pi} = 2\pi(D^2 - d^2)/4,$$

где d — диаметр штока поршня, м.

Действительный поток жидкости, подаваемый насосом в напорный трубопровод, меньше теоретического в результате потерь от протечек при наполнении цилиндра. Потери учитываются объемным КПД насоса.

$$\eta_v = \lambda_1 \lambda_f = Q/Q_t, \quad (1.37)$$

где η_v — объемный КПД; λ_1 — коэффициент утечек; $\lambda_1 = Q/(Q+q)$; Q — фактическая объемная подача, m^3/c ; q — объемные утечки, m^3/c ; λ_f — степень наполнения; $\lambda_f = (Q+q)/Q_t$.

Коэффициент утечки характеризует утечки через неплотности в поршнях, сальниках и клапанах.

Степень наполнения определяет потери, обусловленные содержанием газа в цилиндре насоса или в жидкости и запаздыванием закрытия клапана. При перекачивании газожидкостных смесей действительная подача зависит в основном от степени наполнения.

Ориентировочно объемный КПД можно принять равным $\eta_v = 0,90 \dots 0,98$ для чистых и слегка загрязненных жидкостей, причем меньшее значение относится к мелким насосам, $\eta_v = 0,85 \dots 0,92$ для загрязненных жидкостей и при максимальной высоте всасывания.

Напор насоса определяется выражением

$$H = \frac{(p_a - p_b)}{\rho g} 10^4 + H_g + H_v + \frac{c_a^2 - c_b^2}{2g}, \quad (1.38)$$

где p_a, p_b — давление на свободной поверхности жидкости в напорном и присосном резервуарах, Па; H_g — геодезический напор, равный $H_{zg} + H_{pg}$, м (см. рис. 1.12); H_v — потери на преодоление сопротивления потоку во всем трубопроводе, м; c_a, c_b — средняя скорость потока в выходном и входном сечениях насосной установки, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с².

Гидравлические потери в насосе и изменение скоростей главным образом в клапанах выражаются гидравлическим КПД

$$\eta_r = \frac{H}{H + \Delta h} = \frac{H}{H_t} \quad (1.39)$$

где H , H_t — действительный и теоретический напор, м; Δh — гидравлические потери напора в насосе, м,

$\eta_r = 0,95 \dots 0,98$ для насоса с хорошими гидравлическими свойствами; $\eta_r = 0,85 \dots 0,92$ для насоса с узкими каналами, большим сопротивлением протеканию, а также при малом напоре.

Индикаторная мощность определяется выражением

$$N_i = \frac{QH\rho g}{\eta_v \eta_r} \quad (1.40)$$

Так как в приводном механизме в результате трения возникают механические потери, потребляемая мощность насоса N должна быть больше индикаторной мощности. Тогда механический коэффициент полезного действия определяют по соотношению

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} \quad (1.41)$$

Для насосов с непосредственным приводом $\eta_m = 0,90 \dots 0,96$ для насосов с коленчатым валом, ременной передачей или редуктором $\eta_m = 0,85 \dots 0,90$.

Полный коэффициент полезного действия

$$\eta = \eta_v \eta_r \eta_m \quad (1.42)$$

Обычно $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Мощность насоса

$$N_H = \frac{QH\rho g}{\eta} \quad (1.43)$$

Чтобы избежать перегрузки двигателя при пуске, мощность привода следует выбирать с запасом по отношению к мощности насоса:

$$N_{дв} = (1,1 \dots 1,25) N_H \quad (1.44)$$

Отличие насосов возвратно-поступательного действия от лопастных. В насосах возвратно-поступательного действия обязательно наличие клапанов и воздушных колпаков.

Клапаны поршневых насосов. Применяют клапаны поступательного действия, откидные и пластинчатые. Если

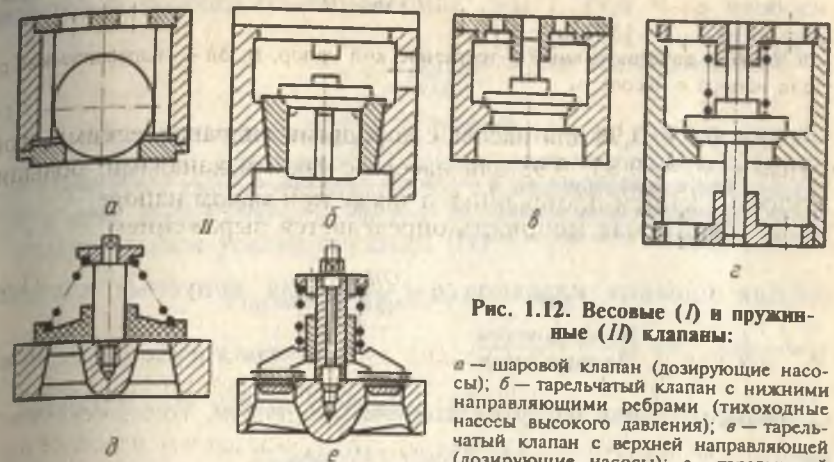


Рис. 1.12. Весовые (I) и пружинные (II) клапаны:

a — шаровой клапан (дозировочные насосы); b — тарельчатый клапан с нижними направляющими ребрами (тихоходные насосы высокого давления); c — тарельчатый клапан с верхней направляющей (дозировочные насосы); d — тарельчатый клапан с верхней и нижней направляющими (дозировочные насосы и быстроходные поршневые насосы); e — кольцевой клапан с фланцевым седлом; e — кольцевой клапан с эластичным конусным уплотнением

движение клапана вверх и вниз осуществляется под действием напора жидкости или веса клапана, то их называют самодействующими. Если же движение клапана осуществляется с помощью механического, гидравлического или пневматического устройства, то такие клапаны называют клапанами с принудительным перемещением. Их применяют в основном при перекачивании вязких сред. Наиболее часто используют шаровые, тарельчатые, одно- и многокольцевые самодействующие клапаны. Откидные клапаны применяют лишь при перекачивании вязких, а также сильно загрязненных жидкостей. Некоторые наиболее распространенные конструкции клапанов показаны на рис. 1.12.

От качества изготовления клапанов существенно зависят подача насоса, потребление энергии и долговечность работы насоса. Для прикидочных расчетов клапанов поступательного действия можно использовать приведенные ниже формулы. Определяемые размеры показаны на рис. 1.13. Условная скорость жидкости c_{si} (м/с) в седле клапана

$$c_{si} = \frac{F_n c_n}{F_s}$$

где F_n , F_s — площадь поршня и седла клапана, m^2 ; c_n — средняя скорость поршня, м/с.

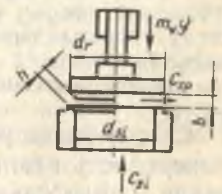


Рис. 1.13. Характерные величины для поршневого клапана

Для насосов с большой высотой всасывания и дозирующих насосов $c_{si} = 0,75 \dots 1$ м/с, для насосов с подпором и большим напором $c_{si} = 1 \dots 2$ м/с.

Максимальный ход клапана

$$h_{\max} = \frac{F_n r \omega}{\mu l_{\text{ск}} \sqrt{2gb_{\max}}}, \quad (1.45)$$

где r — радиус кривошипа, м; ω — угловая скорость, с^{-1} ; μ — коэффициент стеснения; $l_{\text{ск}}$ — длина щели клапана, м; $l_{\text{ск}} = d_{si}\pi$; d_{si} — диаметр седла; $b_{\max}$ — максимальная нагрузка клапана, м вод. ст.

Для плоских клапанов $\mu = \frac{1}{\sqrt{1+5x}}$, для конусных клапанов $\mu = \frac{1}{\sqrt{0,5+x}}$, $x = \frac{\text{Площадь зазора}}{\text{Площадь седла}}$.

Максимальная нагрузка клапана

$$b_{\max} = (1,5 \dots 3)b_0,$$

где $b_0 = 0,5 \dots 3$ — нагрузка клапана в закрытом положении, м ст. жидк.; малое значение для тихоходных, большое — для быстроходных насосов и высоких напоров.

Максимальный ход клапана $h_{\max}$ зависит от назначения насоса. При перекачивании сильно загрязненной жидкости $h_{\max} \approx 12$ мм, для чистых или слегка загрязненных жидкостей, в том числе для быстроходных насосов, $h_{\max} \approx 4 \dots 6$ мм.

Скорость c_{sp} (м/с) жидкости в щели клапана

$$c_{sp} = \frac{F_n r \omega}{\mu l_{\text{ск}} h_{\max}}, \quad (1.46)$$

При малом напоре $c_{sp} = 1,5 \dots 2$, при среднем — $2 \dots 10$, при высоком — $10 \dots 25$ м/с. Для получения возможно большей степени наполнения необходимо, чтобы клапаны закрывались вблизи мертвой точки. Мерой запаздывания закрытия клапана после мертвой точки является угол запаздывания клапана

$$\text{tg} \alpha_0 = \frac{F_t \omega}{\mu_0 l_t \sqrt{2gb_0}}, \quad (1.47)$$

где F_t — площадь тарелки клапана, м^2 ; μ_0 — коэффициент стеснения потока при закрытии клапана; l_t — длина окружности тарелки, м; b_0 — нагрузка при закрытии клапана, м ст. жидк.; $\alpha \leq 5^\circ$; $\mu_0 \approx 0,8$.

Самую большую нагрузку при закрытии несет уплотнительная поверхность клапана. Звонкий стук клапанов при посадке их на седло свидетельствует о превышении допустимых нагрузок.

Мерой безударной работы тарельчатых клапанов может служить скорость закрытия клапана (м/с):

$$c_{\text{кл}} = \frac{F_{\text{н}} r \omega^2}{\mu_0 k \sqrt{2gG_0}} \quad (1.48)$$

Для тихоходных насосов $c_{\text{кл}} = 0,08 \dots 0,13$ м/с, для быстроходных — до 0,2 м/с. При частоте вращения вала насоса 60...80 1/мин масса клапана уже недостаточна для своевременного его закрытия, в этом случае клапаны следует поджимать пружинами. Максимальное усилие пружины (Н)

$$P_{\text{пр.макс}} = (b_{\text{макс}} \rho F_s - m_{\text{в}})g, \quad (1.49)$$

где $m_{\text{в}}g$ — вес клапана в жидкости, Н.

Минимальное усилие пружины (Н)

$$P_{\text{пр0}} = (0,3 \dots 0,6) P_{\text{пр.макс}}. \quad (1.50)$$

Постоянная пружины (Н/м)

$$C = \frac{P_{\text{пр.макс}} - P_{\text{пр0}}}{h_{\text{макс}}} \quad (1.51)$$

Пружину клапана можно рассчитать в соответствии с конструктивной схемой известными методами расчета пружин.

Воздушные колпаки и вспомогательное оборудование. Установка воздушного колпака на всасывающем трубопроводе позволяет увеличить высоту всасывания. В напорном трубопроводе без воздушного колпака при незначительном напоре насоса и большой длине трубопровода давление может снизиться до давления парообразования, что может привести к разрыву сплошности жидкости, а при обратном ходе потока — к гидравлическому удару и повреждению трубопровода. В связи с этим в каждой поршневой насосной установке предусматривают воздушные (газовые) колпаки; в противном случае нормальная работа ее не может быть гарантирована. Во время пуска установки при наличии воздушных колпаков привод защищен от перегрузок и колебания подачи устраняются. Критерием для установки воздушных колпаков является коэффициент неравномерности давления в цилиндре.

При ходе всасывания

$$\delta_s = \left(\frac{p_{s\text{макс}} - p_{s\text{мин}}}{p_{\text{ср}}} \right)_{\text{порш}} \quad (1.52)$$

При ходе нагнетания

$$\delta_{нг} = \left(\frac{P_{нг.макс} - P_{нг.мин}}{P_{нг.ср}} \right)_{порш} \quad (1.53)$$

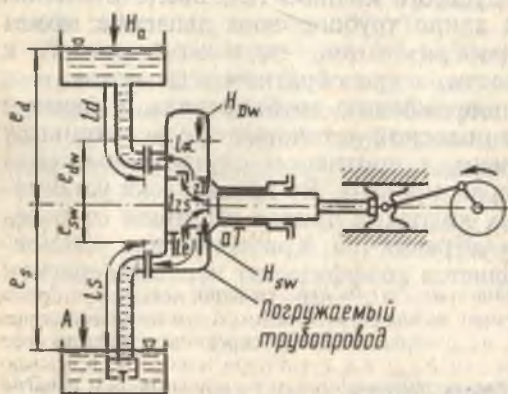
где $P_{змакс}$ и $P_{змин}$ — максимальное и минимальное давления у поршня; $P_{нг.ср}$ — среднее давление у поршня соответственно при ходе всасывания и ходе нагнетания; $P_{нг.макс}$, $P_{нг.мин}$ — максимальное и минимальное давления соответственно при ходе всасывания и ходе нагнетания.

Если $\delta_s \geq 0,1$, то необходим воздушный колпак на всасывающем трубопроводе. Если $\delta_{нг} \geq 0,05$, то необходим воздушный колпак на нагнетательном трубопроводе.

Отдельные значения давления можно подсчитать по рекомендациям, приведенным в литературе. Если воздушные колпаки расположены непосредственно перед насосом или за ним (рис. 1.14), то во всасывающем и напорном трубопроводах скорость приблизительно постоянна. Для всасывающего трубопровода это приводит к тому, что во время хода всасывания из воздушного колпака забирается жидкости больше, чем поступает по трубе всасывания, и, следовательно, давление в воздушном колпаке снижается. Во время хода нагнетания жидкость не забирается из воздушного колпака. Таким образом, жидкость поступает в воздушный колпак и давление увеличивается. Колебания давления в воздушном колпаке зависят от типа насоса, установки и величины воздушного пространства в воздушном колпаке.

Если скорость жидкости в трубах постоянная, средний объем воздушного колпака

$$V_{в.к} = \frac{v_s F_n S}{\delta_{ст}}, \quad (1.54)$$



где v_s — коэффициент по рис. 1.11; F_n — площадь поршня, m^2 ; S — ход поршня, m ; $\delta_{ст}$ — статический коэффициент неравномерности давления в воздушном колпаке.

Если воздушный колпак установлен на всасывающем трубопроводе, то $\delta_{ст} = 0,02...0,05$, а на напорном $\delta_{ст} = 0,05...0,1$. Скорость жидкости в трубах не всегда постоянная, поэтому во всасывающем и напорном трубо-

Рис. 1.14. Установка поршневого насоса с воздушными колпаками

проводах возникают незначительные ускорения, что приводит к колебаниям давления в системе.

При отсутствии резонанса объем воздушного колпака

$$V_{в.к} \geq 2V_{в.к.р}, \quad (1.55)$$

где $V_{в.к.р}$ — резонансный объем, м^3 .

Резонансный объем для воздушного колпака на всасывающем трубопроводе

$$V_{в.к.р.(вс)} = \frac{gF_{вс}H_{вс}}{k^2\omega^2l_s}. \quad (1.56)$$

Резонансный объем для воздушного колпака на напорном трубопроводе

$$V_{в.к.р.(нг)} = \frac{gF_{нг}H_{нгм}}{k^2\omega^2l_{нг}}. \quad (1.57)$$

В формулах (1.56) и (1.57) g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; $F_{вс}$, $F_{нг}$ — площади сечения соответственно всасывающего и напорного трубопроводов, м^2 ; $H_{вс}$, $H_{нгм}$ — средние напоры в воздушных колпаках соответственно на всасывающем и напорном трубопроводах, м ; k — коэффициент, показывающий отношение времени оборота кривошипа к периоду колебаний давления в воздушном колпаке; ω — угловая скорость, с^{-1} ; l_s , $l_{нг}$ — длина всасывающего и напорного трубопроводов, м .

Если не происходит превращения потенциальной энергии давления в кинетическую энергию, то среднее давление в воздушном колпаке

$$H_{смср} = H_{ат} - (h_s - h_{ср}) - h_{тр.вс} - \frac{c_{вс}^2}{2g}, \quad (1.58)$$

$$H_{нгср} = H_a - (h_{нг} - h_{нг.ср}) - h_{тр.нг} - \frac{c_{нг}^2}{2g}, \quad (1.59)$$

где $H_{ат}$ — напор в приемном резервуаре, м ; H_a — напор в напорном резервуаре, м ; h_s , $h_{нг}$ — разность высот от середины насоса до уровня жидкости во всасывающем и напорном резервуарах, м ; $h_{ср}$, $h_{нг.ср}$ — расстояние от середины насоса до среднего уровня жидкости в колпаках, м ; $h_{тр.вс}$, $h_{тр.нг}$ — потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах, м ; $c_{вс}$, $c_{нг}$ — скорости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, $\text{м}/\text{с}$.

Так как при пуске насос перекачивает жидкость из воздушно-

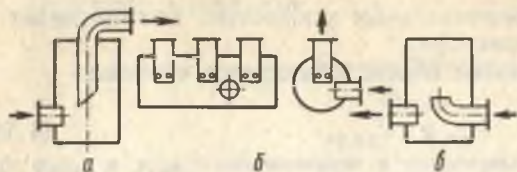


Рис. 1.15. Конструктивные схемы воздушных колпаков:

а — на всасывающем трубопроводе; б — общий колпак на всасывающем трубопроводе многоступенчатого насоса; в — на напорном трубопроводе

колпака, приспособленного для пуска насоса, описана в литературе.

Некоторые конструктивные схемы воздушных колпаков приведены на рис. 1.15. При перекачивании недегазированных жидкостей в колпаке, установленном на всасывающем трубопроводе, выделяется газ. Во избежание разрыва сплошности жидкости при сильном газовыделении газ постоянно отводят через отверстия на нижнем конце погружной трубы. В воздушных колпаках на напорных трубопроводах при увеличении давления газ поглощается жидкостью. Это количество газа необходимо непрерывно пополнять путем подачи газа компрессором в воздушный колпак или через сапун в цилиндр насоса. Во время хода всасывания воздух через сапун всасывается в цилиндр насоса, а при ходе нагнетания подается в колпак. Вследствие всасывания воздуха уменьшается подача, поэтому вместо сапунов целесообразно применять колпаки с разделителями газовой и водяной полостей (рис. 1.16).

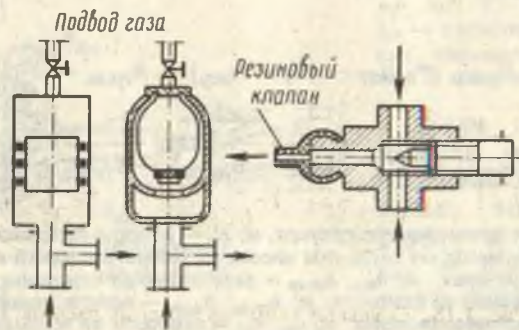


Рис. 1.16. Воздушный колпак на напорном трубопроводе с разделителем и следящим клапаном

1.6. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О РОТОРНЫХ НАСОСАХ

Роторные насосы работают также по принципу вытеснения, причем один или несколько вращающихся поршней или винтов образуют друг с другом и цилиндром рабочие полости. Размеры полости всасывания больше, чем напорной, поэтому жидкость из полости всасывания выталкивается в напорную полость. Некоторые роторные насосы имеют постоянные рабочие полости (объем вытеснения) как на входе, так и на выходе.

Принципиальные различия и преимущества роторных насосов заключаются в следующих конструктивных признаках: вращающиеся поршни; отсутствие клапанов в цилиндрах; уравнивание масс или моментов. Роторные насосы обеспечивают более равномерную подачу, чем поршневые.

Классификация. По конструктивному исполнению рабочих органов роторные насосы делят на шестеренные, винтовые, пластинчатые и роликовые (рис. 1.17).

Шестеренные насосы (рис. 1.18) подразделяют в основном по числу шестерен (на двух- и многшестеренные), по типу зацепления (с наружным и внутренним зацеплением) и по числу

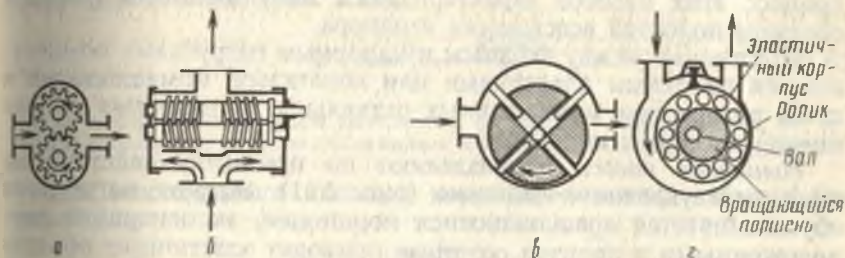


Рис. 1.17. Основные типы роторных насосов:

а — шестеренный; б — винтовой; в — пластинчатый; г — роликовый

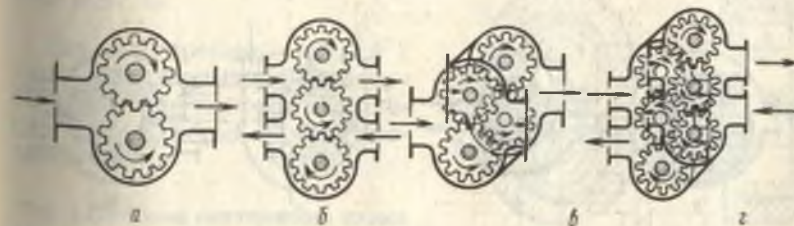


Рис. 1.18. Основные типы шестеренных насосов:

а — однопоточный; б — двухпоточный, противоположно направленный с тремя шестернями; в — двухпоточный в одном направлении; г — двухпоточный, противоположно направленный с шестью шестернями

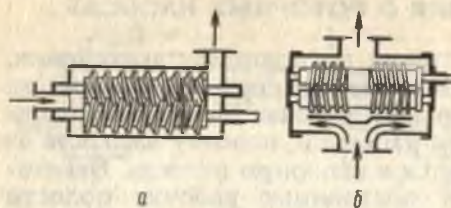


Рис. 1.19. Основные типы винтовых насосов:

а — однопоточный; б — двухпоточный

потоков жидкости (на одно- и многопоточные). Жидкость, попадая в межзубчатые пространства колес, перемещается от входной полости насоса

к напорной. Взаимное зацепление зубьев, а также малые радиальные и торцовые зазоры между шестернями и корпусом уменьшают протечки перекачиваемой жидкости.

Винтовые насосы подразделяют по количеству рабочих органов на одно- и многовинтовые, а по направлению потока жидкости на одно- и двухпоточные (рис. 1.19). Жидкость в винтовых насосах перемещается в осевом направлении по свободным межвинтовым полостям от стороны всасывания к напорной стороне.

Пластинчатые насосы по принципу действия могут быть простого и двойного действия (рис. 1.20), а по виду ротора — одно- и многопластинчатыми (ротационно-пластинчатыми). Рабочий процесс этих насосов характеризуется изменяющимся рабочим объемом полостей всасывания и напора.

Уплотнение между входным и напорным патрубками осуществляется плоскими пластинами или лопатками, помещенными в пазах ротора при минимальных радиальных и торцовых зазорах между ротором и корпусом.

Роликовые насосы подразделяют по принципу действия на одно- и двукратного действия (рис. 1.21). Эффект нагнетания обуславливается вращающимися поршнями, эксцентрично расположенными в корпусе, которые приводят эластичную оболочку в колебательное движение и перемешивают жидкость вследствие быстрого изменения (пропорционально частоте вращения) рабочего объема полостей всасывания и нагнетания.

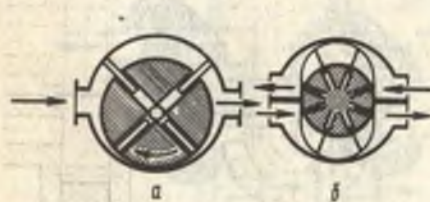


Рис. 1.20. Основные типы пластинчатых насосов:

а — простого действия; б — двойного действия

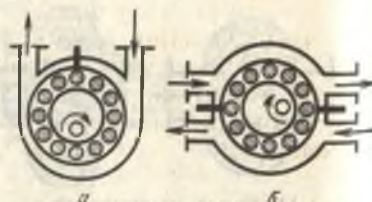


Рис. 1.21. Основные типы роликовых насосов:

а — простого действия; б — двойного действия

Теоретическая объемная подача. Роторные насосы по принципу действия относятся к объемным насосам. Теоретическая подача роторного насоса определяется независимо от типа насоса произведением теоретического объема вытеснения и частоты вращения насоса:

$$Q_t = Q_v n, \quad (1.60)$$

где Q_t — теоретическая подача, м³/с; Q_v — теоретический объем вытеснения, м³/об.; n — частота вращения ведущего вытеснительного элемента, 1/с.

Теоретический объем вытеснения важнейших типов роторных насосов. Теоретический объем вытеснения всех роторных насосов задан свободным объемом между роторными элементами (зубчатые колеса, винты, вращающиеся поршни и т. д.) и корпусом, заполняемым перекачиваемой жидкостью.

Теоретический объем вытеснения шестеренных насосов приблизительно равен сумме площадей впадин между зубьями, умноженной на ширину зуба, винтовых насосов — разности площадей поперечного сечения корпуса и всех винтов, умноженной на ход винта. Для шестеренного насоса с двумя одинаковыми зубчатыми колесами с наружным зацеплением (зубья прямые некорректированные) (рис. 1.22)

$$Q_v = 2\pi b m^2 \left[z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right], \quad (1.61)$$

где Q_v — теоретический объем вытеснения, см³/об.; b — ширина колес, см; m — модуль колеса, см; z — число зубьев колеса; α — угол зацепления; $\alpha = 20^\circ$ (реже 15°).

Для шестеренного насоса с корригированными зубьями (см. рис. 1.22):

$$Q_v = 2\pi b \left[r_k^2 - \left(\frac{a}{2} \right)^2 - \frac{m^2}{12} \pi^2 \cos^2 \alpha \right], \quad (1.61a)$$

где r_k — радиус окружности головок, см; a — расстояние между осями зубчатых колес, см.

Для шестеренного насоса с двумя одинаковыми зубчатыми колесами наружного зацепления (зубья косые корригированные)*

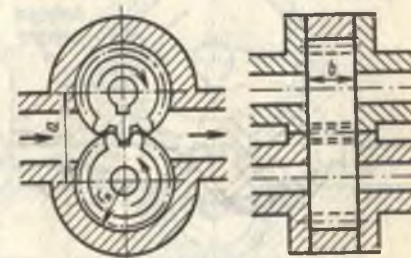


Рис. 1.22. Схема шестеренного насоса с наружным зацеплением

*У косозубого зацепления зубья в большинстве случаев корригируются для получения округленных размеров колес.

$$Q_f = 2\pi b \left[r_k^2 - \left(\frac{a}{2} \right)^2 - \frac{m_s^2}{12} \pi^2 \cos^2 \alpha_s \right], \quad (1.62)$$

где m_s — торцовый модуль, см; α_s — угол зацепления в торцовом сечении, град.

Значение α_s определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta_0,$$

где α_n — угол зацепления в нормальном сечении; $\alpha_n = 20^\circ$ (реже 15°); β_0 — угол наклона зуба по делительной окружности.

Для шестеренного насоса с тремя зубчатыми колесами наружного зацепления с прямыми зубьями, причем ведомые колеса одинаковы, а ведущее — большего диаметра (зубья некорректированные) (рис. 1.23),

$$Q_f = \pi m_2 b \left[2z_1 + \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right) \left(1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \right], \quad (1.63)$$

где z_1 — число зубьев ведущего зубчатого колеса; z_2 — число зубьев ведомых зубчатых колес.

Для шестеренного насоса с ведущими зубчатыми колесами наружного зацепления и ведомым зубчатым колесом внутреннего зацепления (зацепление некорректированное) (рис. 1.24)

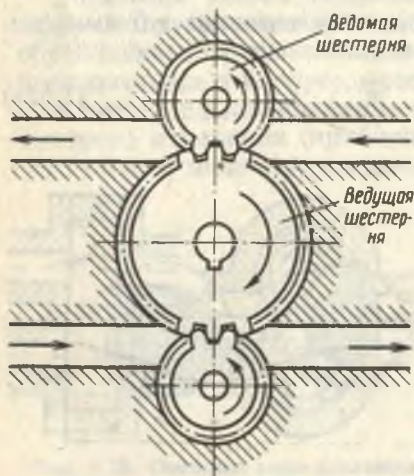


Рис. 1.23. Схема трехшестеренного насоса с наружным зацеплением

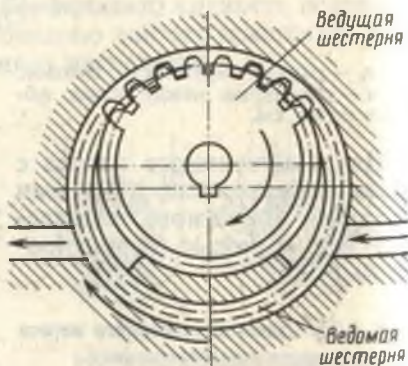


Рис. 1.24. Схема шестеренного насоса с внутренним зацеплением

$$Q_I = \pi b m^2 \left[2z_1 + \left(1 - \frac{z_1}{z_2} \right) \left(1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \right] \quad (1.64)$$

где z_1 — число зубьев ведущего зубчатого колеса; z_2 — число зубьев зубчатого колеса внутреннего зацепления.

Для трехвинтового насоса с циклоидальным зацеплением (рис. 1.25)

$$Q_I = FH, \quad (1.65)$$

где F — площадь корпуса в сечу, см^2 ; $F = 1,243 d_0^2$; H — ход, см ; $H = 10/3 d_0$.

Отсюда

$$Q_I = 4,146 d_0^3,$$

где d_0 — внутренний диаметр ведущего винта, равный внешнему диаметру ведомых винтов, см .

Уравнение (1.65) действительно только при соблюдении следующих условий (см. рис. 1.25).

$$h_1 = d_0/3; d_e = d_0/3; \alpha = 0,18\pi; h_2 = 0,025 d_0.$$

Для одновинтового насоса (см. рис. 1.26)

$$Q_I = 2(D_k - d_m)d_m H_{sp}, \quad (1.66)$$

где D_k — диаметр окружности головок, см ; d_m — средний диаметр винта, см ; H_{sp} — ход винта, см .



Рис. 1.25. Поперечное сечение трехвинтового насоса

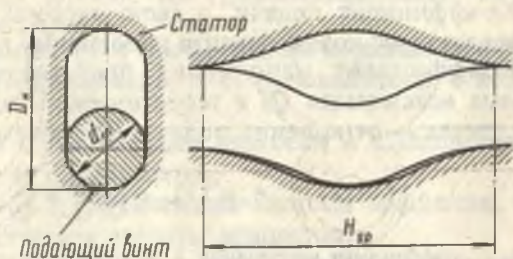


Рис. 1.26. Схема одновинтового насоса

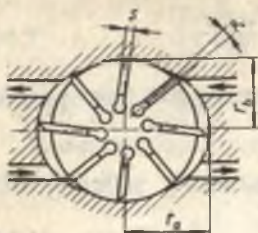


Рис. 1.27. Поперечное сечение пластинчатого насоса

Для пластинчатого насоса двойного действия (рис. 1.27)

$$Q_t = 2b \left[\pi(r_a^2 - r_b^2) - \frac{(r_a - r_b)Sz}{\cos \alpha} \right], \quad (1.67)$$

где b — ширина ротора, см; r_a — максимальный радиус корпуса, см; r_b — максимальный радиус ротора, см; S — толщина пластины, см; z — число пластин; α — угол наклона пластин к радиусу в направлении вращения.

Коэффициент подачи. Теоретическая подача Q_t в наиболее благоприятном случае достигается при перепаде давлений $\Delta p = 0$. С повышением давления возникающий при этом перепад давлений между напорной и всасывающей сторонами насоса вызывает протечки, величина которых зависит от перепада и зазоров между элементами ротора и охватывающего его корпуса. Кроме того, на величину протечек оказывает влияние вязкость перекачиваемой среды. С учетом этих потерь выражение для подачи ($\text{см}^3/\text{мин}$) имеет вид

$$Q = Q_t - q, \quad (1.68)$$

где q — объемные потери, $\text{см}^3/\text{мин}$;

$$q = q_f + q_l, \quad (1.68a)$$

где q_f — утечки на всасывании, $\text{см}^3/\text{мин}$; q_l — внешние утечки в сальниках и внутренние протечки в зазорах между деталями корпуса и ротора, $\text{см}^3/\text{мин}$.

Отношение Q к Q_t называется коэффициентом подачи:

$$\lambda_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - q}{Q_t}. \quad (1.69)$$

Коэффициент подачи, в свою очередь, складывается из двух составляющих: коэффициента наполнения и коэффициента утечек.

Коэффициент наполнения представляет собой отношение объема всасывания Q_0 к теоретической подаче Q_t , а коэффициент утечек — отношение подачи Q к объему всасывания Q_0 :

$$\eta_v = \lambda_f \lambda_y = \frac{Q_0}{Q_t} \frac{Q}{Q_0} = \frac{Q}{Q_t}, \quad (1.70)$$

где λ_f — коэффициент наполнения; λ_y — коэффициент утечек.

Объемные потери. Различные факторы влияют на объемные потери следующим образом:

а) q растет пропорционально давлению нагнетания, при этом η_v снижается;

б) q увеличивается пропорционально кубу величины зазоров между ротором и корпусом насоса; η_v при этом уменьшается;

в) q растет пропорционально уменьшению вязкости ν перекачиваемой жидкости; при слишком большой вязкости и неизменной частоте вращения ротора n возможно неполное заполнение насосной полости между ротором и корпусом, в результате чего снижается коэффициент наполнения λ_f ;

г) q не изменяется с изменением частоты вращения насоса, но так как подача Q , пропорциональна частоте вращения ротора n , то λ_f увеличивается с повышением частоты вращения. Для частоты вращения n , при которой потери на всасывание равны нулю, эта зависимость недействительна. При наличии этих потерь уменьшается коэффициент наполнения λ_f , а с ним также и η_v ;

д) у крупных насосов вследствие меньших относительных зазоров объемные потери q меньше и, следовательно, выше коэффициенты подачи η_v .

Гидромеханические потери мощности. Наряду с описанными ранее объемными потерями в роторных насосах имеют место потери мощности вследствие гидравлического и механического трения. Эти потери суммируются $\Delta N_{\text{пот}}$ (кВт), поскольку количественно они не могут быть указаны отдельно:

$$\Delta N_{\text{пот}} = N - N_i, \quad (1.71)$$

где N — потребляемая мощность насоса; N_i — теоретическая мощность насоса, необходимая для перемещения Q , против давления Δp .

Отношение N_i к N называется *гидромеханическим КПД*:

$$\eta_r = \frac{N_i}{N} = \frac{N - \Delta N_{\text{пот}}}{N}. \quad (1.72)$$

Различные факторы влияют на гидромеханические потери мощности следующим образом:

а) ΔN хотя и повышается с увеличением перепада давлений Δp , но не прямо пропорционально, т. е. η_r повышается с возрастанием Δp ;

б) $\Delta N_{\text{пот}}$ возрастает с увеличением вязкости ν . Следовательно, с повышением вязкости η_r снижается;

в) $\Delta N_{\text{пот}}$ повышается с увеличением частоты вращения, т. е. η_r снижается с возрастанием частоты вращения;

г) крупные насосы имеют сравнительно небольшие гидромеханические потери, так что η_r у них выше, чем у небольших насосов.

Коэффициент полезного действия насоса. КПД роторного насоса определяется как произведение коэффициента подачи и гидромеханического КПД:

$$\eta = \eta_r \eta_v; \quad (1.73)$$

$$\eta = \frac{Q}{Q_r} \frac{N_r}{N} = \frac{Q Q \Delta p}{Q_r N} = \frac{Q \Delta p}{N}. \quad (1.74)$$

Из уравнения (1.74) следует, что общий КПД может быть выражен также через отношение полезной мощности $Q \Delta p$ к мощности насоса N .

Значения КПД зависят от следующих факторов:

а) возрастают прежде всего с увеличением напора, поскольку η_r повышается в большей степени, чем снижается η_v . Начиная с определенного момента, η_r не возрастает, а η_v уменьшается непрерывно, т. е. η , достигнув максимума, вновь уменьшается;

б) абсолютная величина η не будет заметно изменяться в результате изменения вязкости, поскольку η_v при увеличении вязкости возрастает, а η_r уменьшается или η_v при понижении вязкости снижается, а η_r возрастает. На диаграмме $Q - p$ видно, что $\eta_{\text{макс}}$ при небольшой вязкости жидкости соответствует меньшему перепаду давлений Δp . Объясняется это тем, что при небольшой вязкости η_v как функция Δp сравнительно быстро достигает своего максимального значения. При повышенной вязкости оптимум произведения η_v и η_r достигается лишь при более высоком перепаде давления Δp . Если при заданной частоте вращения n вязкость становится слишком высокой, то появляются потери наполнения. В результате уменьшаются λ_f , η_v и η ;

в) η с повышением частоты вращения возрастает в меньшей степени, поскольку η_v увеличивается, а η_r уменьшается;

г) η крупных насосов выше, поскольку и η_v , и η_r увеличиваются.

Рассмотренные зависимости представлены графически на рис. 1.28. Для сравнения на рис. 1.29 и 1.30 приведены характеристики шестеренного и трехвинтового насосов равной мощности.

В результате сопоставления характеристик обоих насосов установлено следующее:

коэффициент полезного действия η у винтового насоса выше, чем у шестеренного. Это связано с лучшим уплотнением вытеснительных элементов в корпусе и меньшими гидравлическими и механическими потерями на трение;

винтовой насос имеет постоянный высокий полный КПД в широком диапазоне Δp . У шестеренного насоса узкий диапазон максимального КПД.

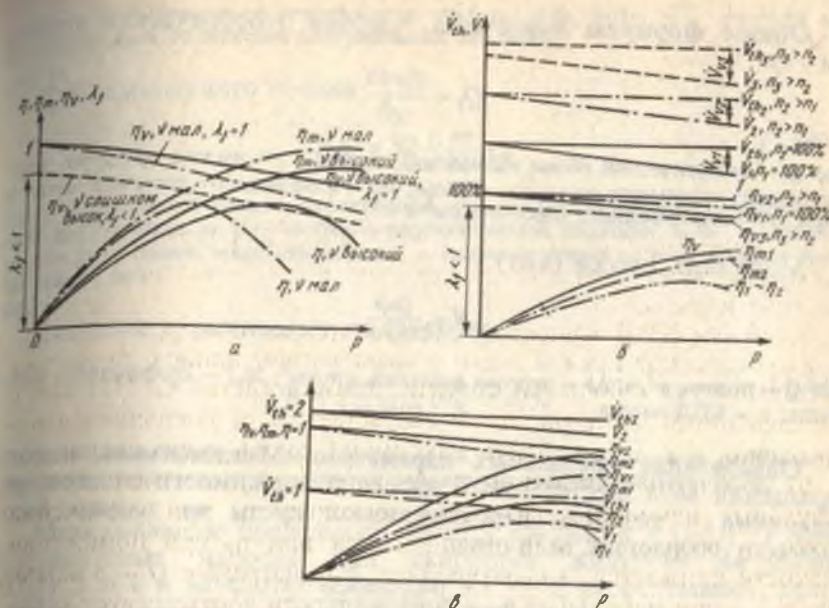


Рис. 1.28. Значения КПД при различной вязкости (а), частоте вращения (б) и различных объемах (в)

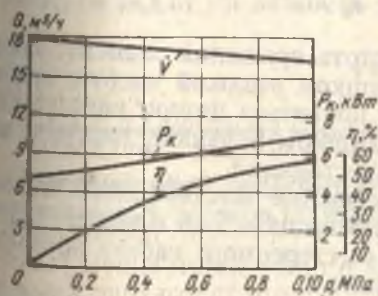


Рис. 1.29. Характеристика шестиступенчатого насоса. Перекачиваемая среда ($\nu = 40^\circ \text{Е}$); $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$

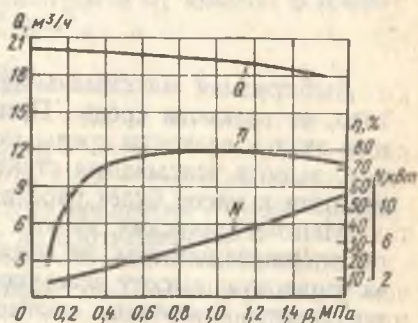


Рис. 1.30. Характеристика трехступенчатого насоса. Перекачиваемая среда — минеральное масло ($\nu = 10^\circ \text{Е}$; $n = 143 \text{ мин}^{-1}$)

Общие формулы пересчета. Часовая теоретическая подача ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$Q_t = \frac{Q_n \cdot 60}{10^6}, \quad (1.75)$$

где Q_t — теоретический объем вытеснения, $\text{см}^3/\text{об.}$; n — частота вращения ведущего вытеснительного элемента, $\text{об}/\text{мин}$; 60 — коэффициент пересчета минут в часы; 10^6 — коэффициент пересчета см^3 в м^3 .

Мощность насоса (кВт):

$$N = \frac{Q \Delta p}{36,7 \eta}, \quad (1.76)$$

где Q — подача, $\text{м}^3/\text{ч}$; Δp — перепад давлений, $\text{кгс}/\text{см}^2$; 36,7 — коэффициент пересчета; η — КПД насоса.

Определение предельных параметров. Минимальная частота вращения вала шестеренного насоса в зависимости от перепада давления и вязкости перекачиваемой среды не должна быть меньше следующей величины:

$$n_{\text{мин}} \geq \frac{0,172 \cdot 6,0 \Delta p}{\pi d_0 \nu}, \quad (1.77)$$

где Δp — перепад давления, МПа; d_0 — диаметр делительной окружности вытеснителя, м; ν — кинематическая вязкость перекачиваемой среды, $\text{м}^2/\text{с}$.

Чем больше Δp и меньше ν , тем больше должна быть n .

Максимальная частота вращения вала шестеренного насоса не должна превышать

$$n_{\text{макс}} = \frac{(115 \dots 153)}{d_0}. \quad (1.78)$$

Выбираемая максимальная частота вращения зависит, кроме того, от вязкости среды. При слишком высокой частоте вращения вала и вязкости среды могут появиться потери наполнения, т. е. высота всасывания станет слишком большой, наступит кавитация и насос будет работать неустойчиво.

Манометрическая высота всасывания шестеренного насоса, по опытным данным, не должна превышать 5–6 м вод.ст. Манометрическую высоту всасывания шестеренного насоса позволяет определить следующее соотношение:

$$p_s = p_a - h_s \rho - \Delta h_f - p_f, \quad (1.79)$$

где p_s — абсолютное давление в полости всасывания, МПа; p_a — атмосферное давление, МПа; h_s — разность отметок уровней жидкости измеряемой и уходящей насос, м; ρ — плотность перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; Δh_f — гидравлические

потери в трубопроводе от резервуара до впадины зуба, МПа; p_f — давление во впадинах зубьев от действия центробежных сил, МПа.

Для ламинарного потока

$$\Delta h_r = 32 \frac{l}{d} \frac{\rho v}{981} c_s, \quad (1.80)$$

где l — длина всасывающего трубопровода, м; d — внутренний диаметр всасывающего трубопровода, м; ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; v — кинематическая вязкость жидкости, м²/с; c_s — скорость потока во всасывающем трубопроводе, м/с.

Давление p_f вычисляют по формуле

$$p_f = \frac{\rho \pi^2 n^2}{2 \cdot 98 \cdot 3600} (d_k^2 - d_f^2), \quad (1.81)$$

где n — частота вращения вала вытеснителя, мин⁻¹; d_k — диаметр окружности головок вытеснителя, м; d_f — диаметр окружности впадин вытеснителя, м.

Максимальную предельную частоту вращения n (мин⁻¹) вала трехвинтовых насосов при скоростях жидкости на входе 0,6...1,2 м/с и вязкостях примерно до 50 °Е рассчитывают, принимая за основу максимальную осевую скорость в насосе $c_a = 6$ м/с, по следующей формуле:

$$n \leq \frac{17800}{\sqrt{Q}}, \quad (1.82)$$

где Q — теоретическая подача, м³/ч.

По номограмме, приведенной на рис. 1.31, находят оптимальную осевую скорость c_a (м/с) в зависимости от высоты всасывания H_s (м вод.ст.) и вязкости ν .

$$n = \frac{18,0 c_a}{d_0},$$

где d_0 — внутренний диаметр ведущего винта, м.

Максимальную предельную частоту вращения n (мин⁻¹) вала одновинтовых насосов определяют из соотношения

$$n \leq 90 / H_p,$$

где H_p — ход винта, м.

При этом за основу взята осевая скорость в насосе $c_a = 3$ м/с, что обуславливает благоприятные условия всасывания при перекачивании загрязненной воды.

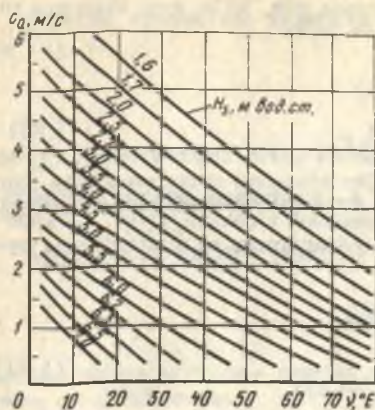


Рис. 1.31. Зависимость осевой скорости от высоты всасывания и вязкости

Формулы пересчета для переменных параметров. При расчете роторных насосов используют следующие приближенные формулы. При изменении вязкости жидкости в узких пределах ($n = \text{const}$)

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta_v} \left[1 - (1 - \eta_v) \frac{v}{v_1} \right], \quad (1.83)$$

где Q_1 — подача при вязкости η_v и Δp , м³/ч; Q — подача при v и Δp , м³/ч; η_v — коэффициент подачи при v и Δp ; v — кинематическая вязкость, м²/с; v_1 — изменившаяся кинематическая вязкость, м²/с;

$$N_1 = N \frac{\eta}{\eta_v} \left(1 + \frac{\eta_v - \eta}{\eta} \sqrt{\frac{v_1}{v}} \right), \quad (1.84)$$

где N_1 — мощность насоса при v_1 и Δp , кВт; N — мощность насоса при v и Δp , кВт; η — КПД насоса при v и Δp ; η_v — коэффициент подачи при v и Δp .

При изменении частоты вращения вала в узких пределах ($v = \text{const}$)

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta_v} \frac{n_1}{n} \left[1 - (1 - \eta_v) \frac{n}{n_1} \right], \quad (1.85)$$

где Q_1 — подача при n_1 и Δp , м³/ч; Q — подача при n и Δp , м³/ч; η_v — коэффициент подачи при N и Δp ; n_1 — изменившаяся частота вращения, мин⁻¹; n — номинальная частота вращения, мин⁻¹;

$$N_1 = N \frac{\eta}{\eta_v} \frac{n_1}{n} \left(1 + \frac{\eta_v - \eta}{\eta_v} \sqrt{\frac{n_1}{n}} \right), \quad (1.86)$$

где N_1 — мощность насоса при n_1 и Δp , кВт; N — мощность насоса при N и Δp , кВт; η — КПД насоса при n и Δp ; η_v — коэффициент подачи при n и Δp .

1.7. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ

Классификация. Лопастные насосы подразделяют:

по направлению потока на выходе из рабочего колеса — на центробежные насосы радиального и диагонального типов и на осевые (рис. 1.32);

по прохождению жидкости за рабочим колесом — с направляющим аппаратом, спиральным или кольцевым отводом;

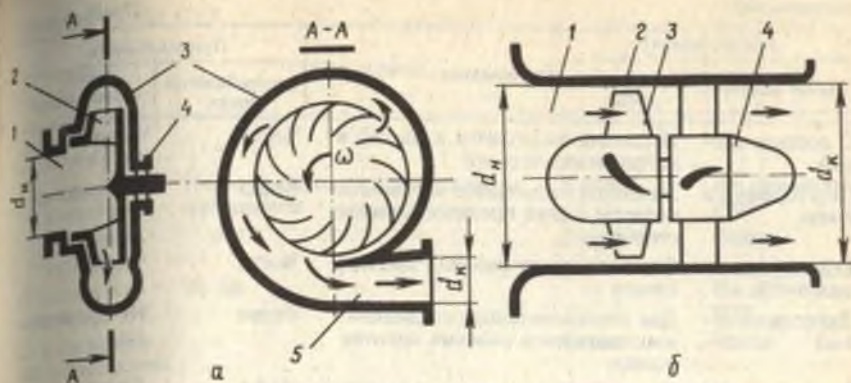


Рис. 1.32. Основные типы лопастных насосов:

а — центробежный: 1 — входной патрубок; 2 — центробежное колесо; 3 — корпус насоса; 4 — сальник; 5 — диффузор; *б* — осевой: 1 — входной патрубок; 2 — корпус; 3 — осевое колесо; 4 — выправляющий аппарат

по направлению потока жидкости в рабочем колесе или между рабочими колесами — на одно- и двухпоточные.

Конструктивные типы лопастных насосов даны в табл. 1.9.

1.9. Типы лопастных насосов

Насос	Определение	Применяемость	
		центробежный насос	осевой насос
Горизонтальный	Ось вращения ротора расположена горизонтально	Часто	Редко
Вертикальный	Ось вращения ротора расположена вертикально	Редко	Часто
С наклонно расположенной осью	—	Не применяется	Редко
Консольный	Рабочие колеса расположены на консольной части вала	Редко	Часто
Моноблочный	Рабочие колеса расположены на валу двигателя	»	Не применяется
С выносными опорами	Опоры ротора изолированы от перекачиваемой жидкости, находятся вне корпуса насоса	Часто	Редко
С внутренними опорами	Опоры ротора соприкасаются с перекачиваемой жидкостью, находятся внутри корпуса насоса	Редко	•
С боковым входом	Жидкость подводится к насосу перпендикулярно к его оси	Часто	Часто

Насос	Определение	Применяемость	
		центробежный насос	осевой насос
С осевым входом	Жидкость подводится к насосу в направлении его оси	Часто	Часто
Двустороннего входа	Жидкость подводится к рабочим колесам с двух противоположных сторон	Редко	Не применяется
Одноступенчатый	Один комплект рабочих органов насоса	Часто	Часто
Двухступенчатый	Два последовательно соединенных комплекта рабочих органов насоса	Редко	Не применяется
Многоступенчатый	Три и более комплекта последовательно соединенных рабочих органов насоса	Часто	То же
Однопоточный	Жидкость подается через один подвод	»	Часто
Двухпоточный	Жидкость подается через два подвода	Редко	Не применяется
С торцевым разъемом (секционный насос)	Корпус насоса состоит из деталей с разъемами в плоскостях, перпендикулярных к оси вращения ротора	Часто	Редко
С осевым разъемом	Корпус насоса имеет разъем в плоскости оси вращения ротора	»	Редко
Двухкорпусный	Предусмотрен дополнительный внешний корпус для обеспечения прочности и плотности	Редко	Не применяется
С защитным корпусом	Предусмотрен внутренний съемный корпус, стойкий к воздействию перекачиваемой жидкости	Редко	То же
Погружной	Насос располагается под уровнем жидкости в резервуаре	»	Редко
С трансмиссионным валом	Насос (обычно погружной) соединен с двигателем промежуточным валом	»	Часто
С предвключенным колесом	Предусмотрено предвключенное колесо, которое служит для улучшения всасывающей способности насоса	»	Не применяется
Герметичный	Исключен контакт жидкости, перекачиваемой насосом, с окружающей средой	»	Редко
Обогреваемый (охлаждающий)	Проточная часть насоса обогревается (охлаждается) посторонним источником	»	Не применяется
Стационарный	Насос неподвижно закреплен на фундаменте	Часто	Часто

Насос	Определение	Применяемость	
		центробежный насос	осевой насос
Со спиральным отводом:			
однозавитковым	Насос неподвижно закреплен на фундаменте	Часто	Не применяется
двух-трех-витковым	»	Редко	Редко
С кольцевым отводом	То же	»	Не применяется
С направляющим аппаратом	»	Часто	Часто
С составным отводом (см. рис. 1.16)	»	Редко	Не применяется
С неподвижными лопастями рабочих колес	Рабочие лопасти жестко закреплены на основном диске или втулке	Часто	Редко
С поворотными лопастями рабочих колес	Рабочие лопасти допускают поворачивание около своих осей	Не применяется	Часто

В многоступенчатых насосах применяют одностороннее и симметричное расположение рабочих колес.

Принцип действия и особенности конструкции. В центробежном насосе (рис. 1.33, а) жидкость из подводящего патрубка 1 подводится к рабочему колесу 2. Рабочее колесо является органом насоса, в котором механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию жидкой среды.

Через входную воронку рабочего колеса (диаметр D_0) жидкость поступает на лопасти (диаметр D_1), проходит по межлопастным каналам и покидает колесо (диаметр D_2). За рабочим колесом насоса располагается отводящее устройство 3 (отвод), назначением которого является отвод жидкости от колеса с минимальными потерями.

Наибольшее распространение получили спиральные отводы, состоящие из спиральной камеры и диффузорного патрубка, по которому жидкость подводится к напорному трубопроводу с преобразованием кинетической энергии в энергию давления.

В качестве отводов широко применяются также направляющие аппараты, представляющие собой многоспиральные отводы, расположенные за рабочим колесом. Каналы направляющего аппарата состоят из спирального участка и диффузора. Направляющие аппараты применяют чаще всего для многоступенчатых насосов, спиральные отводы — для одноступенчатых.

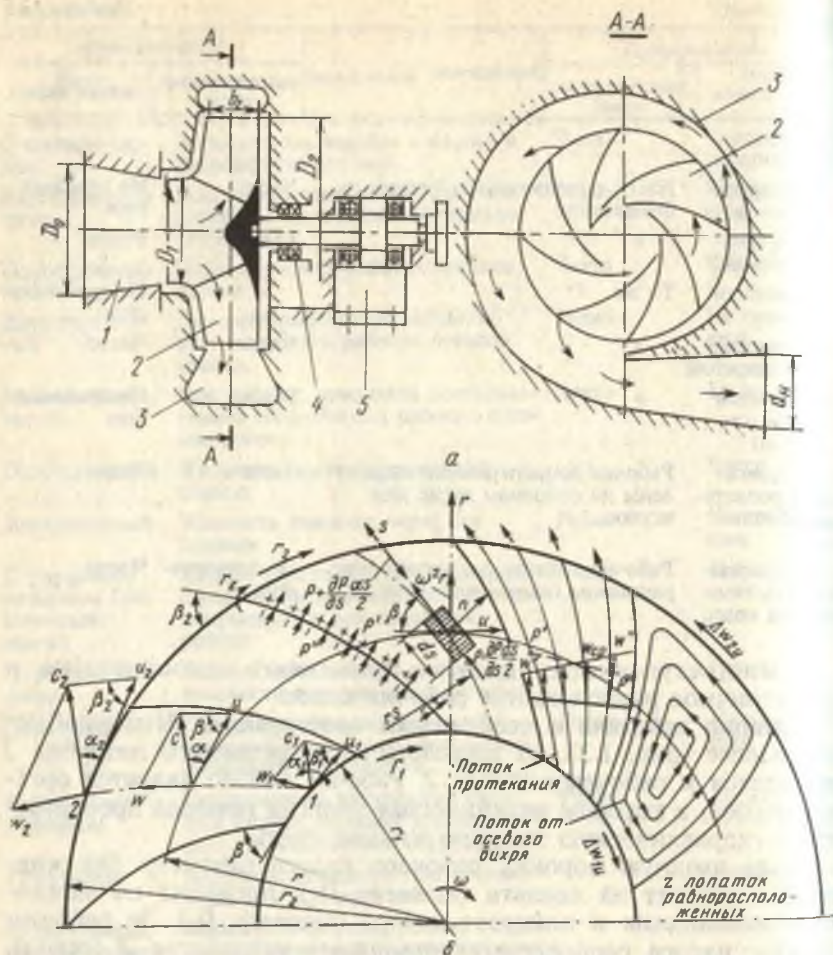


Рис. 1.33. Центробежный насос:

а — принципиальная схема; б — кинематика потока в колесе

Ротор насоса вращается в подшипниковых опорах 5 и уплотняется сальником 4. В герметичных насосах опорами служат опоры электродвигателя.

В осевом насосе (см. рис. 1.32, б) жидкость в зоне рабочих органов движется параллельно оси ротора. По подводящему устройству, которое может быть выполнено в виде осевого патрубка или в виде колена, жидкость попадает в камеру рабочего колеса 2, в которой на консольном участке вала располагается рабочее колесо 3.

Рабочее колесо представляет собой втулку диаметром $d_{в1}$, на поверхности которой крепятся крылообразные лопасти. При взаимодействии потока с вращающейся решеткой лопастей происходит приращение энергии жидкой среды. Отличительная особенность рабочего процесса осевого насоса состоит в том, что центробежные силы играют пренебрежимо малую роль в процессе энергопреобразования. Решающую роль играют гидродинамические силы R (R_1 , R_2), возникающие при обтекании потоком лопастей. Треугольники скоростей строятся для отдельных цилиндрических сечений $r_1 = \text{const}$. В этом случае окружная скорость от входа до выхода с лопасти остается постоянной: $u_1 = u_2 = \text{const}$.

Для преобразования кинетической энергии в энергию давления за рабочим колесом устанавливается выправляющий аппарат 4. Аппарат представляет собой ряд неподвижных лопаток, расположенных по окружности и образующих диффузные межлопаточные каналы.

Раскрученный в выправляющем аппарате поток по отходящему колесу подводится к напорному трубопроводу диаметром $d_{нап}$.

Основные параметры. Абсолютная скорость с частицы жидкости в любой точке (рис. 1.33, б) межлопаточного канала может быть получена как геометрическая сумма переносной u и относительной w скоростей. Переносным движением является вращение колеса с угловой скоростью ω . Относительная скорость w характеризует движение жидкости по каналу. Обычно такие параллелограммы (треугольники) скоростей строят для входа и выхода лопасти (рис. 1.34).

Приращение удельной энергии жидкости в рабочем колесе определяется основным уравнением лопастных машин. По закону сохранения энергии мощность, подводимая к рабочему колесу, расходуется на приращение энергии жидкой среды $N = M\omega$. Удельная полезная работа $L_p = N/Q = M\omega/Q$.

Основное уравнение работы лопастной машины (уравнение Эйлера) можно представить в виде

$$H_{Т\infty} = \left(\frac{1}{g}\right) \omega \Delta(rca),$$

или, используя треугольники скоростей,

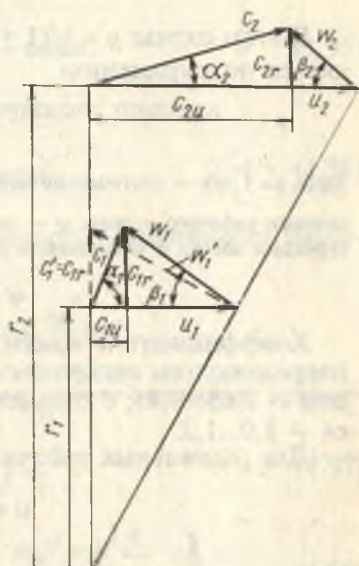


Рис. 1.34. Треугольники скоростей на входе и выходе колеса

$$H_{T\infty} = \frac{1}{q} (u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}). \quad (1.87)$$

Здесь $H_{T\infty}$ — теоретический (без учета потерь) напор при бесконечном числе лопастей, м.

Теоретический напор H_T рабочего колеса при конечном числе лопастей будет меньше $H_{T\infty}$ в первую очередь из-за отличия в распределении скоростей на выходе.

$$H_T = \mu H_{T\infty}, \quad (1.88)$$

где μ — поправка, учитывающая влияние конечного числа лопастей; $\mu < 1$.

Значение μ определяют обычно на основании полуэмпирических методов. Наиболее часто используют следующие выражения для расчета μ . Поправка Стодола — Майзеля

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u\infty}} \frac{\pi}{z} \sin \beta_2. \quad (1.89)$$

Поправка Пфлейдерера: коэффициент, учитывающий форму канала рабочего колеса,

$$P = H_{T\infty} / H_T - 1. \quad (1.90)$$

В этом случае $\mu = 1/(1 + P)$. Значение P приближенно определяется по выражению

$$P = \psi \frac{r_2^2}{zs}. \quad (1.91)$$

Здесь $s = \int r dx$ — статический момент средней линии тока $s_1 - s_2$ в меридианном сечении рабочего колеса; ψ — эмпирический коэффициент, зависящий от конструкции насоса и угла лопасти β_2 на выходе рабочего колеса:

$$\psi = K(1 + \beta_2/60).$$

Коэффициент K зависит от конструкции насоса: для насоса с направляющим аппаратом он составляет 0,6; со спиральным отводом — 0,65...0,85; с кольцевым отводом — 0,85...1,0; осевого колеса — 1,0...1,2.

Для радиальных рабочих колес

$$\mu = \frac{1}{1 + 2\frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}, \quad (1.92)$$

где z — число лопаток рабочего колеса; r_1 и r_2 — соответственно радиусы входа и выхода лопаток;

для осевых

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_{\text{ср}}}{l_{\text{ср}}}} \quad (1.93)$$

где $r_{\text{ср}}$ — средний радиус лопатки; $l_{\text{ср}}$ — длина лопатки на радиусе $r_{\text{ср}}$.

В насосах угол α_2 лежит в пределах $5 \dots 10^\circ$. В этом случае $c_{2n} \approx u_2$. Тогда выражение (1.88) можно привести к виду, удобному для предварительной оценки напора рабочего колеса:

$$H_T = \mu \frac{u_2^2}{g} = 2,75 \cdot 10^{-4} u_2^2 n^2. \quad (1.94)$$

Здесь u_2 в м/с; n — в мин⁻¹.

В практике насосостроения большое значение уделяется эксперименту и обобщению его результатов. При создании новых насосов широко используются методы теории подобия размерностей.

Насосы и процессы, происходящие в них, считаются подобными, если (индексы: «н» — натурный насос; «м» — модельный):

а) выполняются условия геометрического подобия, т. е. отношение любых двух размеров модели равно отношению двух соответственных размеров натуре:

$$\lambda = \frac{D_{2n}}{D_{2m}} = \frac{D_{0n}}{D_{0m}} = \frac{b_{2n}}{b_{2m}} = \text{const}; \quad (1.95)$$

б) выполняются условия кинематического подобия

$$\frac{n_n D_n^3}{Q_n} = \frac{n_m D_m^3}{Q_m} = \text{const}. \quad (1.96)$$

Используя функциональную зависимость безразмерных значений момента и напора

$$\frac{M}{\rho n^2 D^5} = f\left(\frac{n D^3}{Q}\right); \quad \frac{gH}{D^2 n^2} = f\left(\frac{n D^3}{Q}\right),$$

можно написать зависимости, которые носят название уравнений подобия:

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \left(\frac{D_n}{D_m}\right)^3 \frac{n_n}{n_m} = \lambda^3 \tau; \quad (1.97)$$

$$\left. \begin{aligned} H_n/H_m &= (D_n/D_m)^2 (n_n/n_m)^2 = \lambda^2 \tau^2, \\ N_n/N_m &= (D_n/D_m)^5 (n_n/n_m)^3 \frac{\rho_n}{\rho_m} = \lambda^5 \tau^3 \frac{\rho_n}{\rho_m}, \end{aligned} \right\} \quad (1.98)$$

при этом $\eta_n \approx \eta_m$.

Из уравнений подобия может быть получено выражение для коэффициента быстроходности n_s [см. формулу (1.14)].

Коэффициент n_s лопастных насосов характеризует форму проточной части, соотношения основных размеров и форму характеристики (рис. 1.35). Он является также основным параметром, определяющим максимальное значение КПД насоса (рис. 1.36). По значениям n_s определяются коэффициенты для расчета насосов и пр.

При расчете лопастных насосов основным условием является обеспечение максимального напора, оптимального КПД, требуемой всасывающей способности при возможно малых габаритах и массе. Для этого вначале по заданным Q и H проводят сравнительные расчеты с целью выбора числа ступеней, числа потоков, оптимальной зоны удельного числа оборотов, числа оборотов насоса. Эти расчеты могут быть выполнены с использованием безразмерных коэффициентов.

Безразмерные коэффициенты. При расчете насосов широко используют безразмерные коэффициенты, которые позволяют сравнивать рабочие колеса различных форм и размеров, а также определять основные размеры насосов и т. д.

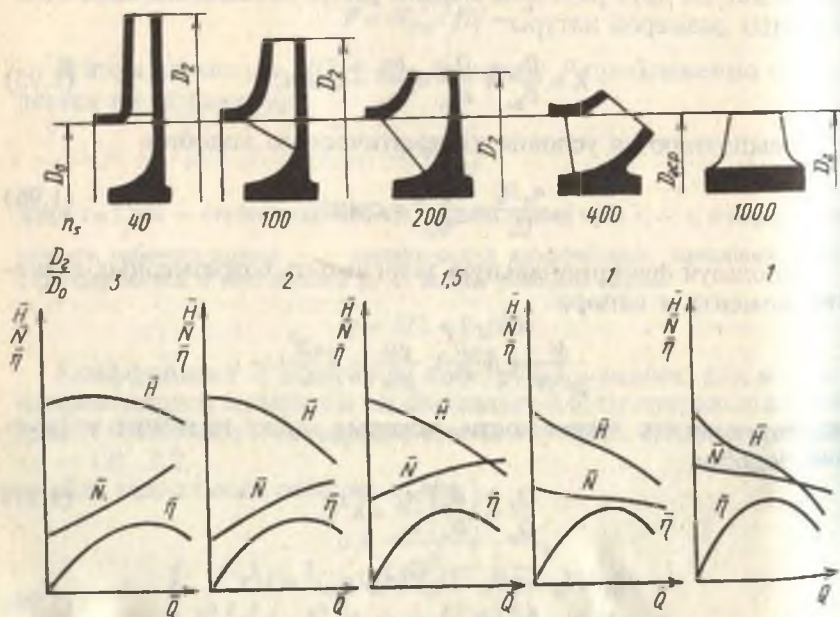


Рис. 1.35. Влияние n_s на характеристики и геометрические соотношения центробежного колеса

Рис. 1.36. КПД центробежного насоса в зависимости от размера и коэффициента быстроходности

Коэффициент напора

$$\psi = 2gH/u_2^2 \quad (1.99)$$

дает возможность приближенно определить u_2 или D_2 для получения требуемого напора. В многоступенчатом насосе ψ определяют для каждой ступени.

Значения ψ зависят от $n_{уд}$:

$n_{уд}$	До 12	12...25	25...30	30...60	60...90
ψ	1...1,2	1,0...1,1	0,9...1,0	0,6...0,9	0,6...0,7

Критерий $n_s = 3,65n_{уд}$.

Выразив $u_2 = \pi D_2 n_{60}$ и обозначив числовое значение $\psi/[2g(n/60)^2]$ как постоянную K , получим

$$H = Kn^2 D_2^2. \quad (1.100)$$

Для центробежных насосов $K = (1,25...1,53)10^{-4}$.

Подачу насоса принято характеризовать коэффициентом расхода (наполнения)

$$\varphi = Q/(\pi D_2 b_2 u_2). \quad (1.101)$$

Коэффициент φ характеризует в первую очередь ширину рабочего колеса b_2 , которая в значительной мере обуславливает гидравлические качества насоса.

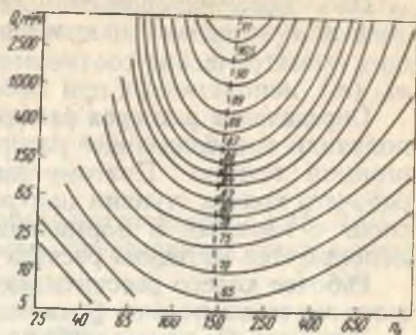
Коэффициент полезной мощности μ может быть получен по выражению

$$\mu = \varphi \psi u_2^3 D_2 b_2 / (2g) \quad \text{или} \quad (1.102)$$

$$\mu = 7,32 \varphi D_2^4 b_2 \cdot 10^{-6}. \quad (1.103)$$

Коэффициент окружной скорости $K_{u_2} = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}$ определяет размеры рабочего колеса на выходе.

Коэффициент входной скорости $K_{D_0} = \frac{c_0}{\sqrt{2gH}}$ определяет размеры входной воронки рабочего колеса.



На основании обработки статистических данных строят графические зависимости коэффициентов ψ и ϕ , а также важнейших геометрических соотношений рабочего колеса в функции от $n_{уд}$ (n_s), используемых при выборе насосов.

Определение размеров рабочего колеса. Центробежные насосы получили преобладающее распространение в холодильной и криогенной технике. Поэтому ниже рассмотрен порядок расчета рабочего колеса ступени центробежного насоса. Для расчета насосов с низкими и нормальными значениями $n_{уд}$ (n_s) широким используется методика расчета по струйной теории.

Рабочее колесо рассчитывают по расходу Q_p , который превышает значение подачи Q на величину протечек в насосе.

Значение Q_p определяют по выражению $Q_p = Q/\eta_{об}$. Значение объемного КПД приближенно можно найти по выражению

$$1/\eta_{об} = 1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}.$$

Мощность, потребляемую ступенью насоса, находят по расчетному расходу Q_p .

Диаметр вала d_v приближенно определяется расчетом на кручение по уменьшенным значениям допускаемых напряжений:

$$d_v = A \sqrt[3]{N/n}.$$

Здесь N — в кВт; n — в об/мин; d_v — в мм; $A=130...160$ для консольных насосов $A=200...250$ для насосов с проходным валом.

При конструктивной проработке окончательное значение d_v получают путем расчета на критическую частоту вращения.

Диаметр втулки из конструктивных соображений выбирают равным $d_{вт} = (1,2...1,25)d_v$.

Диаметр входной воронки D_0 определяют по уравнению неразрывности

$$D_0 = \sqrt{4Q_p/\pi^2 c_0 + d_{вт}^2}.$$

Входную скорость c_0 (м/с) вычисляют по формуле

$$c_0 = (0,06 - 0,08)\sqrt{Q_p n^2}.$$

Здесь Q_p — подача, м³/с; n — частота вращения, мин⁻¹.

Для насосов с повышенными требованиями к всасывающей способности D_0 определяют расчетом на кавитацию.

Входная кромка лопастей рабочего колеса в современных насосах располагается в зоне поворота потока. Диаметр D_1 входной кромки лопасти по средней струйке выбирают равным $D_1 = (0,75...0,9)D_0$.

Меридианная скорость перед входом на лопасть принимается примерно равной $c_{1r} = c_0$. Скорость входа на лопасть увеличивается по сравнению с c_{1r} :

$$c_{1r} = c_0 K_1; \quad K_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1},$$

t_1 — шаг лопастей; σ_1 — косой срез лопасти.

Коэффициент стеснения K_1 принимается равным 1,15...1,25. Угол потока при входе на лопасть определяют из треугольника скоростей:

$$\operatorname{tg} \beta_{1п} = \frac{c_{1r}}{u_1 - c_0 \cos \alpha_1}.$$

При радиальном входе $\alpha_1 = 90^\circ$ имеем $\operatorname{tg} \beta_{1п} = \frac{c_{1r}}{u_1}$.

Угол установки лопасти на входе выбирают с учетом угла атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1п} + \delta_1.$$

Угол атаки δ_1 принимают равным $5...10^\circ$, угол β_1 лежит в пределах $15...30^\circ$.

Для проверки правильности проведенных расчетов определяют значение коэффициента стеснения

$$K_1 = \frac{\pi D_1}{z} \left(\frac{\pi D_1}{z} - \frac{\delta}{\sin \beta_1} \right),$$

где δ — толщина лопасти на входе.

Толщину лопасти принимают минимальной по технологическим соображениям и в зависимости от размеров рабочего колеса. Число лопастей принимают равным $z = 6...8$.

Расхождение полученных и принятых значений K_1 в пределах 5% допустимо.

Для расчета элемента выхода задаются отношением скоростей:

$$c_{1r}/c_0 = 0,8...1,1;$$

$$w_1/w_2 = 0,6...0,8.$$

Угол лопасти β_2 определяют по выражению

$$\sin \beta_2 = \frac{w_1}{w_2} \frac{K_2}{K_1} \frac{c_{1r}}{c_0} \sin \beta_1,$$

где K_2 — коэффициент стеснения сечения на выходе лопастями: $K_2 = 1,05...1,1$

Угол β_2 обычно лежит в пределах $20...30^\circ$. Аналогично расчету элементов входа проверяют правильность выбора коэффициента стеснения K_2 .

Из уравнения Эйлера:

$$u_2 = c_{2r} / (2 \operatorname{tg} \beta_2 + \sqrt{(c_{2r} / 2 \operatorname{tg} \beta_2)^2 + g H_{\infty}} + u_1 c_0 \cos \alpha_1).$$

По значению u_2 находят

$$D_2 = 60 u_2 / (\pi n); \quad b_2 = Q_p / (\pi D_2 c_{2r}).$$

Уточняют число лопастей по формуле К. Пфлейдерера

$$z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2},$$

где $K = 6,5$ для литых колес; $K = 8$ для штампованных и сварных колес.

По полученным размерам строят меридианную проекцию рабочего колеса. При этом обращают внимание на плавность сопряжения контуров дисков и изменение скорости c_r вдоль срединной струи. Меридианную проекцию рабочих колес с высоким разбивают линиями тока на ряд элементарных колес с одинаковым расходом через них.

Определение размеров направляющего аппарата. Межлопачные каналы направляющего аппарата (рис. 1.37) состоят из спиральной части (дуга ab) и диффузора c , образованного двумя смежными лопатками.

Ширина направляющего аппарата

$$b_3 = b_2 + 2 \dots 3 \text{ мм.}$$

Диаметр начала лопаток

$$D_3 = (1,02 \dots 1,05) D_2.$$

Число лопаток направляющего аппарата приблизительно можно выбрать по выражению

$$z_{н.а} = \pi D_3 \sin \alpha_3 / (b_3 + s_3),$$

где s_3 — толщина лопатки направляющего аппарата на входе.

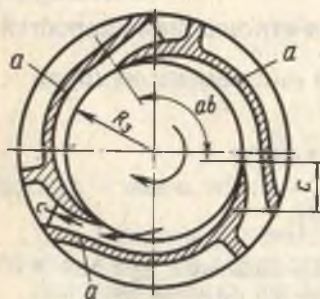


Рис. 1.37. Направляющий аппарат центробежного насоса

Во избежание возникновения резонансных явлений число лопаток направляющего аппарата не должно быть равным числу лопастей рабочего колеса.

Угол потока α_3 при входе на лопатки направляющего аппарата

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \tau_1 \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{s_3}{t_3} \left(1 - \frac{s_3}{t_3} \right) + \tau_1 \operatorname{tg} \alpha_2 \left[1 - \left(\frac{s_3}{t_3} \right)^2 \right],$$

где $\tau_1 = 1, 2 \dots 1, 8$ — коэффициент стеснения потока на входе; α_2 — угол потока непосредственно за рабочим колесом; s_3 — толщина и шаг лопаток на входе в направляющий аппарат.

Радиальные размеры направляющего аппарата выбирают из соотношения

$$D_4/D_3 = 1, 2 \dots 1, 4.$$

Лопатку направляющего аппарата обычно очерчивают радиусом постоянной величины

$$r_{н.а} = (r_3 + 2b_3)/2\cos\alpha_4.$$

Боковые стенки канала рекомендуется выполнять параллельными при постоянной ширине канала. Общая диффузорность канала не должна превышать $8 \dots 9^\circ$ во избежание отрывов потока.

Угол θ охвата спиральной части канала при $b_3 = \text{const}$ определяется выражением

$$\theta = 2\pi \cos^2 \alpha_3 / z_{н.а}.$$

Высоту канала a_3 на входе в диффузор определяют из соотношения

$$a_3 + s_3 = \frac{\pi D_3 \sin \alpha_3}{z_{н.а}} \left(\frac{1 + \pi \sin \alpha_3}{2z_{н.а}} \right).$$

Определение размеров спирального отвода. Для обеспечения постоянства момента скорости $c_4 r = \text{const}$ за рабочим колесом ограничительная стенка корпуса должна иметь спиральную форму. После спирального участка располагается криволинейный диффузор (напорный патрубок), выходное сечение которого перпендикулярно к радиальному направлению. В некоторых случаях напорный патрубок располагается тангенциально. В этом случае диффузор выполняется спирали θ .

Расход через сечение спирали θ

$$Q_\theta = c_{3u} r_3 \int_{r_3}^r b / (b/r) dr. \quad (1.104)$$

Расход через любое радиальное сечение отвода пропорционален углу α охвата этого сечения:

$$Q_\theta = \frac{\theta}{2\pi} Q.$$

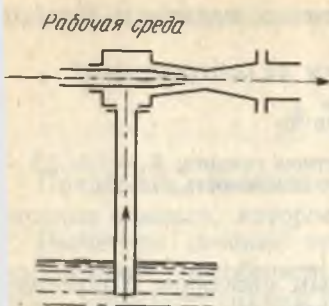


Рис. 1.39. Схема струйного насоса

Струйные насосы (эжекторы) (рис. 1.39) характеризуются наличием трубы Вентури, в центр которой подводится струя рабочей среды (вола, пар или газ). Рабочая струя образует пограничный слой и вследствие высокой скорости вначале захватывает частички окружающего воздуха, а затем вследствие обменных процессов всасывает перекачиваемую жидкость из подводящего трубопровода.

Пневматические насосы (газлифты) подают жидкость в результате образования водовоздушной смеси малой плотности при поступлении воздуха

од давлением в заглубленную под уровень жидкости трубу. Окружающая жидкость большей плотности проникает во всасывающую трубу, обеспечивая тем самым процесс подъема жидкости. Введения по этим насосам можно получить в специальной литературе. От физико-химических свойств перекачиваемой жидкости зависят принцип действия, конструктивное исполнение и материалы, применяемые в насосах. По этому признаку насосы могут быть разбиты на следующие группы: для чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей; для загрязненных жидкостей и взвесей; для агрессивных и радиоактивных жидкостей; для жидких металлов, для эродирующих жидкостей.

В зависимости от температуры перекачиваемой жидкости насосы подразделяются на холодные ($T < 373 \text{ K}$) и горячие ($T > 373 \text{ K}$).

Вихревые насосы в большинстве случаев выполняют одноупенчатыми, консольного типа. Различают вихревые насосы открытого (с радиальными звездообразными лопатками и внутренним подводом жидкости) и закрытого (с короткими лопатками и подводом жидкости к периферии рабочего колеса) типов.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какая машина называется насосом? 2. В чем отличие насоса от насосной установки? 3. Для какой цели устанавливается обратный клапан? 4. Как различают насосы по принципу действия рабочих органов? 5. Что такое насосы объемного типа? 6. Что такое насосы динамического типа? 7. Перечислите основные параметры насоса. 8. Как различают объемную и массовую подачу насоса? 9. Как и где измеряется подача насоса? 10. Что такое номинальная, оптимальная, минимальная и максимальная подача насоса? 11. Что такое удельная работа насоса? 12. Что такое напор насоса? 13. Что такое номинальный и оптимальный напор насоса? 14. Что такое кавитационный запас насоса? 15. Что такое вакуумметрическая высота всасывания насоса? 16. Что такое полезная мощность насоса? 17. Что такое коэффициент полезного действия насоса? 18. Что такое гидравлический КПД насоса? 19. Что такое объемный КПД насоса? 20. Что такое механический КПД насоса? 21. Что такое характеристика насоса? 22. Чем отличаются характеристики насосов объемного и динамического

типов? 23. Что такое напорная характеристика насоса? 24. Что такое стабильная и западающая напорная характеристики насоса? 25. Что такое коэффициент быстроходности насоса динамического типа? 26. Какие вещества используются в качестве холодильных агентов? 27. Чем характерна холодильная машина абсорбционного типа? 28. Что такое сухое всасывание поршневого насоса? 29. Что такое влажное всасывание поршневого насоса? 30. Какие клапаны применяют в поршневых насосах? 31. Для каких целей устанавливаются воздушные колпаки на всасывающем и нагнетательном трубопроводах поршневого насоса? 32. В чем преимущества роторных насосов по сравнению с поршневыми? 33. К какому типу насосов по конструкции относятся шестеренные, винтовые, пластинчатые насосы? 34. Что такое коэффициент подачи насоса объемного типа? 35. Приведите некоторые конструктивные типы лопастных насосов. 36. Назовите типы отводов лопастного насоса. 37. Что такое геометрическое подобие насосов? 38. Что такое кинематическое подобие насосов? 39. С какой целью используются безразмерные коэффициенты лопастных насосов? 40. В чем принцип действия струйного насоса? 41. Что такое пневматический насос (газифт)? 42. Что такое вихревой насос?

2. РАБОТА НАСОСОВ В СИСТЕМЕ. РЕГУЛИРОВАНИЕ И ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

2.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Подача поршневого насоса теоретически не зависит от напора. Незначительное снижение подачи при повышении напора (рис. 2.1) происходит вследствие протечек в уплотнениях и клапанах. Мощность насоса увеличивается прямо пропорционально напору. Поэтому поршневые насосы следует эксплуатировать лишь до расчетного напора и регулирование дросселированием недопустимо. При нулевом напоре кривая p_k начинается с начальной мощности холостого хода, обусловленной трением в приводе, сопротивлением отверстий клапанов и сопротивлением потоку в насосе. С повышением напора доля мощности холостого хода от суммарной мощности снижается, вследствие чего повышается общий КПД. При высоких напорах доля мощности холостого хода в суммарной мощности настолько мала, что КПД остается почти постоянным.

На рис. 2.2 представлены кривые изменения подачи Q , мощности N и КПД η поршневого насоса от напора H (давление p) при постоянной частоте вращения вала. Кривая $Q-H$ показывает, что с увеличением рабочего напора H подача Q несколько снижается. Мощность N с увеличением H равномерно возрастает. Характеристика $N-H$ называется энергетической.

Характеристика $\eta-H$ показывает, что КПД насоса близок к постоянному в широком диапазоне изменения напора H и замет-

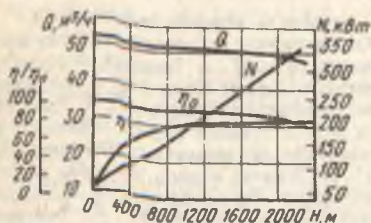


Рис. 2.1. Характеристика поршневого насоса

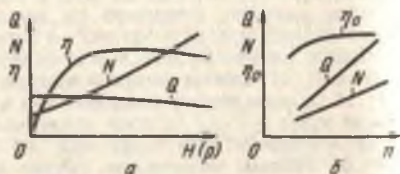


Рис. 2.2. Характеристики поршневого насоса:

а — при $n = \text{const}$; б — при $H = \text{const}$

но снижается лишь при чрезмерно высоких или низких значениях H . В первом случае это происходит вследствие роста утечек, а во втором — из-за приближения к режиму холостого хода, где любой механизм работает со снижающейся экономичностью.

При определении мощности приводного двигателя учитывают КПД передачи $\eta_{пер}$.

Для обеспечения длительной непрерывной работы мощность двигателя $N_{дв}$, приводящего насос в движение, следует выбирать с запасом, причем для малых насосов (при N до 4 кВт) запас мощности принимают обычно 20...50 % и выше, а для более крупных насосов — 10...15 %. Характеристику высоты всасывания $Q - H_{вас}$ получают во время испытаний насоса при постоянной частоте вращения и постоянном давлении на выходе из насоса. Она позволяет судить не только об изменении подачи Q с ростом вакуума в рабочей камере насоса, но и дает возможность установить максимально возможную высоту всасывания при данной частоте вращения приводного вала. Такие характеристики называют кавитационными. В качестве примера на рис. 2.3 представлены характеристики $Q - H_{вас}$, построенные по результатам испытаний насоса. Характеристики показывают, что до наступления кавитации подача насоса при данном n остается постоянной, причем с повышением частоты вращения насоса срыв подачи наступает раньше.

В поршневых насосах различают две стадии кавитации. Первая соответствует отрыву потока от поршня в ходе всасывания (давление рабочей среды в цилиндре достигает давления упругости паров жидкости). Однако во второй половине хода всасывания поток жидкости догоняет поршень и возникает гидравлический удар. Подача насоса в этой стадии кавитации еще не уменьшается. Во второй стадии кавитации поток жидкости не успевает догнать поршень в ходе всасывания, их контакт возникает в ходе нагнетания и сопровождается гидравлическим ударом, посадкой всасывающего клапана на седло с ударом и уменьшением подачи. Возникают шум и вибрация насоса, в дальнейшем возможно разрушение рабочих органов.

Поршневой насос может работать на трубопровод индивидуально или совместно с другими насосами. При индивидуальной работе насоса на трубопровод режим работы насоса для каждой частоты вращения вала определяется точкой пересечения характеристик насоса и трубопровода. Характеристики $Q - H$ насоса для трех значений частоты вращения n_1 , n_2 и n_3 и характеристика

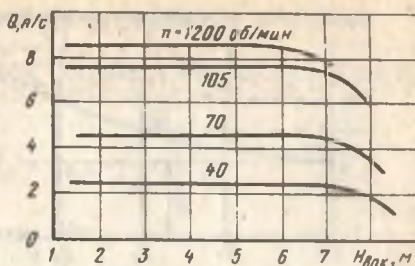


Рис. 2.3. Характеристика $Q - H_{вас}$ при различных n

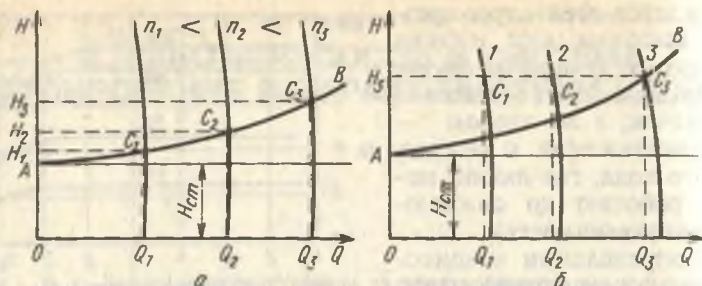


Рис. 2.4. Работа поршневых насосов в системе:

а — индивидуальная; б — параллельная

трубопровода AB нанесены на рис. 2.4. Через $H_{ст}$ обозначен статический напор систем (например, давление в напорном резервуаре).

Характеристика трубопровода строится по уравнению

$$H_{тр} = H_{ст} + K_0 Q^2.$$

Здесь $Q_{тр}$ — объемный расход жидкости через трубопровод, $м^3/с$; K_0 — постоянная для каждого данного трубопровода, определяемая по выражению

$$K_0 = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi + 1 \right) \frac{16}{\pi^2 d^5 2g},$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина трубопровода, $м$; d — внутренний диаметр трубопровода, $м$; $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (при частоте вращения n_1 рабочей точкой будет C_1 , которой соответствуют напор H_1 и расход Q . Если насос работает с частотой вращения n_2 , то рабочей точкой будет C_2 , и т. д.).

При совместной работе насосов точка пересечения кривой сопротивления трубопровода с характеристикой насоса режим работы насоса не определяет. Для случая совместной работы двух поршневых насосов на рис. 2.4, б приведены характеристики насосов 1 и 2, характеристика трубопровода AB . Суммарная характеристика двух параллельно работающих поршневых насосов изображена кривой 3, которая получается путем сложения подачи насосов при одинаковых напорах. Точка C_3 на характеристике трубопровода определяет режим работы насосов. Таким образом, при параллельной работе насос 1 обеспечивает подачу Q_1 при напоре H_3 (точка C_1), а насос 2 — подачу Q_2 при том же напоре (точка C_2). Суммарная подача двух насосов равна Q_3 при напоре H_3 .

2.2. ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Для наименьшего давления под поршнем насоса без воздушного колпака

$$p_{\text{в.мин}} = p_0 + \rho g \left(z_1 + h_{\text{в.о}} + \frac{L_2}{g} r \omega^2 \right).$$

При выполнении условия $p_{\text{в.мин}} > p_{\text{п}}$

$$p_0 - \rho g \left(z_1 + h_{\text{в.о}} + \frac{L_2}{g} r \omega^2 \right) > p_{\text{п}}, \quad (2.1)$$

или

$$z_1 < p_0/(\rho g) - \left[p_{\text{п}}/(\rho g) + h_{\text{в.о}} + \frac{L_2}{g} r \omega^2 \right]. \quad (2.2)$$

Формула (2.2) устанавливает предел возможной геометрической высоты всасывания для однопоршневых насосов одностороннего и двустороннего действия, а также для дифференциальных насосов без воздушного колпака на всасывающем трубопроводе.

При нормальной работе насосов со всасывающим воздушным колпаком выполняется условие

$$p_0 - \rho g \left(z_1 + h_{\text{в.о}} + \sum \xi \frac{v_1^2}{2g} + \frac{L_{\text{к.в}}}{g} r \omega^2 \right) > p_{\text{п}}, \quad (2.3)$$

где $\sum \xi v_1^2/(2g)$ — сумма гидравлических потерь во всасывающей трубе от приемного резервуара до воздушного колпака; $L_{\text{к.в}}$ — приведенная длина всасывающей трубы от среза патрубка в колпаке до насоса.

Из уравнения (2.3)

$$z_1 < \frac{p_0}{\rho g} - \left[\frac{p_{\text{п}}}{\rho g} + h_{\text{в.о}} + \sum \xi \frac{v_1^2}{2g} + \frac{L_{\text{к.в}}}{g} r \omega^2 \right]. \quad (2.4)$$

Если расчет z_1 выполняется с учетом влияния конечной длины шатуна, то в формулах (2.3) и (2.4) следует умножить на $(1 + r/l)$ член, содержащий приведенную длину всасывающей трубы.

При наличии всасывающего воздушного колпака геометрическая высота всасывания z_1 больше.

Двухпоршневые насосы двустороннего действия и особенно трехпоршневые насосы одностороннего действия обеспечивают более равномерную подачу и меньшие колебания давления, чем однопоршневые насосы одно- и двустороннего действия, поэтому предельно возможные значения z_1 для них будут несколько выше, чем получаемые по приведенным выше формулам.

Современные поршневые насосы при перекачивании с темпе-

ратурой до 30 °С обеспечивают вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вас}}$ до 7 м вод. ст. Характеристика $Q - H_{\text{вас}}$ поршневого насоса представлена на рис. 2.3. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для поршневых насосов, работающих на воде, принимается равной 6 м вод. ст. и менее.

В режиме самовсасывания, который для удобства расчетов считают изотермическим, при пуске вертикального насоса, когда поршень находится в нижнем положении, давление в рабочем цилиндре равно атмосферному p_0 . При крайнем верхнем положении поршня давление под поршнем p_x определяется из уравнения изотермического процесса

$$p_x = p_0 (V_{\text{тр}} + V_{\text{вр}}) / (V_{\text{тр}} + V_{\text{вр}} + V_{\text{ц}}), \quad (2.5)$$

где $V_{\text{тр}}$ — объем всасывающего трубопровода; $V_{\text{вр}}$ — объем вредного пространства; $V_{\text{ц}}$ — полезный объем цилиндра,

или

$$p_x = p_0 V_{\text{вр}} / (V_{\text{вр}} + V_{\text{ц}}) = p_0 \alpha / (\alpha + 1),$$

где α — относительный объем вредного пространства; с увеличением относительного объема вредного пространства α увеличивается p_x , соответственно уменьшается высота z_1 , что следует из уравнения гидростатики

$$p_0 = \rho g z_1 + p_x.$$

Вредное пространство влияет на высоту подъема жидкости тем больше, чем больше жидкость насыщена воздухом и чем хуже герметичность всасывающего тракта насоса.

2.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Подача поршневого насоса равна произведению объема цилиндра, хода поршня и числа ходов. Изменяя эти величины, можно регулировать подачу.

1. **Регулирование изменением частоты вращения электропривода и числа ходов.** Так как подача не зависит от противодавления, она изменяется пропорционально частоте вращения:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

Используя регулируемые передачи или двигатели с переменной частотой вращения (электродвигатели постоянного тока или асинхронные двигатели с контактными кольцами), можно изменять частоту вращения насоса. Регулировать параметры путем изменения частоты вращения электропривода сложно, поэтому этот способ целесообразно применять лишь для крупных насосов.

При использовании паровых или пневматических приводов, непосредственно воздействующих на шток, число ходов можно

менять до самых малых величин путем переменного наполнения цилиндров приводной машины.

2. Регулирование изменением длины хода. При регулировании режима изменением длины хода вручную, электрическим или пневматическим сервомотором устанавливают определенный ход насоса. Изменение эксцентриситета в кривошипно-шатунных приводных механизмах или длины передаточных элементов меняет длину хода поршня. Такое регулирование возможно при остановленном или работающем насосе. Рабочий объем цилиндра при этом способе регулирования всегда точно сохраняет определенное значение, поэтому его применяют главным образом в дозирующих насосах. Этот способ эффективен также при высоком давлении и постоянном мертвом пространстве.

3. Регулирование воздействием на всасывающий клапан. Всасывающий клапан в период определенного времени хода нагнетения остается приоткрытым. В ходе всасывания в цилиндр поступает полный рабочий объем жидкости. В ходе нагнетания часть жидкости через приоткрытый всасывающий клапан вытесняется во всасывающий трубопровод до тех пор, пока в цилиндре не будет достигнуто давление, соответствующее требуемому. После этого всасывающий клапан закрывается и начинается подача в напорный трубопровод. Всасывающим клапаном управляют с помощью электромагнитного, механического или гидравлического устройства. Работа, затрачиваемая на обратный поток жидкости, вызывает увеличение потребляемой мощности по сравнению с затратами мощности при регулировании по выше-названному способу.

4. Регулирование перепуском. Часть жидкости, перекачиваемой в напорный трубопровод, отводится через обводной трубопровод с дросселем, установленным на стороне всасывания насоса. Такое регулирование обеспечивает до 30 % полной подачи, так как при меньшей подаче может наступить недопустимый нагрев жидкости. Поскольку энергия, затраченная на перекачивание обратного потока, не может быть восстановлена, этот способ регулирования неэкономичен и его следует по возможности избегать.

2.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ РОТОРНЫХ НАСОСОВ

Из трех видов регулирования подачи: дросселирование жидкости, изменение частоты вращения и регулирование перепуском — в роторных насосах применяют два последних. Из рис. 2.5 видно, что регулирование подачи роторных насосов с помощью дросселей связано с большими потерями и почти неэффективно, а может даже стать и рискованным. Для сравнения на рис. 2.5 приведена напорная характеристика центробежного насоса. Для достижения малого изменения Q требуется значительное дроссе-

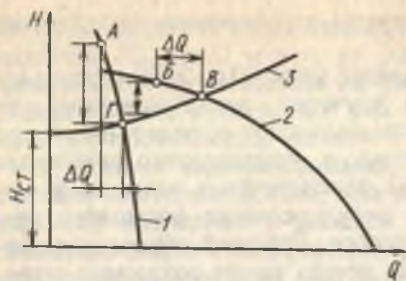


Рис. 2.5. Совмещенные характеристики центробежного и роторного насосов и системы:

1 — кривая $Q-H$ роторного насоса; 2 — кривая $Q-H$ центробежного насоса; 3 — характеристика системы; А — рабочая точка роторного насоса при закрытой дроссельной задвижке; Б — рабочая точка центробежного насоса при закрытой дроссельной задвижке; В — рабочая точка центробежного насоса при открытой задвижке; Г — рабочая точка роторного насоса при открытой задвижке

лирование. При этом пьезометрический напор так сильно возрастет, что детали насоса могут разрушиться.

Наиболее эффективным является изменение частоты вращения, так как при этом не возникает дополнительных потерь напора. Но в этом случае необходим приводной двигатель с переменной частотой вращения, который применяют редко.

Если подачу регулируют перепуском жидкости, то объемный расход насоса постоянен. Неиспользуемая часть объемного расхода через регулируемый перепускной клапан, расположенный снаружи или внутри насоса, возвращается в приемный резервуар. Этот вид регулирования также связан с потерями. Регулирование перепуском можно осуществлять через предохранительный клапан, установленный для ограничения повышения давления в роторном насосе, в случае, если обратный поток постоянно направляется в приемный резервуар или к входному патрубку насоса. Насос вследствие потерь мощности может очень быстро нагреться до недопустимой величины, поэтому он должен постоянно работать.

2.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА И СИСТЕМЫ

Насосная установка и сеть трубопроводов образуют единую систему, характеризующую равенством подачи насоса и расхода перекачиваемой жидкости в сети, а также равенством напора насоса напору, расходуемому в сети. В общем случае энергия насоса, эквивалентная его напору, расходуется на подъем жидкости на высоту $z_2 - z_1$, создание давления в системе $p_2 - p_1$ и преодоление суммарных сопротивлений $h_n = h_{n1} + h_{n2}$ (рис. 2.6). Статический напор $H_{ст} = p_2 - p_1 / (\rho g) + (z_2 - z_1)$ можно считать не зависящим от расхода сети; гидравлические потери в сети приближенно пропорциональны расходу во второй степени $h_n = \xi Q^2$. Тогда для сети

$$H_c = H_{ст} + h_n + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.6)$$

Характеристика сети — графическая зависимость напора, расходуемого в сети H_c , от расхода сети Q . Установившееся рабочее состояние системы насос — сеть определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой сети, которая называется рабочей точкой. По условиям эксплуатации расход сети может меняться, при этом в соответствии с (2.6) будет меняться и напор, расходуемый сетью, и, следовательно, положение рабочей точки. Новое положение рабочей точки может быть получено изменением формы и положения характеристик насоса и сети.

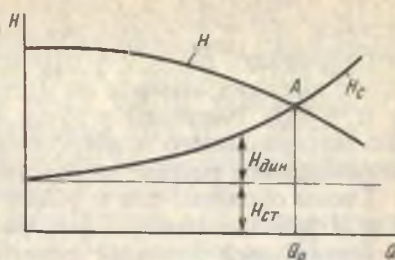


Рис. 2.6. Характеристика центробежного насоса и системы

Выбирают насос для работы на заданную сеть трубопроводов по требуемой подаче, напору, температуре и плотности жидкости с учетом свойств ее, таких, как вязкость, корродирующая способность, сжимаемость и др.

Подача Q_p , заданная для выбора насоса, определяет на характеристике сети точку A , которой соответствует напор H .

Действительная характеристика насоса может отклоняться от типоразмерной характеристики, приводимой в каталогах (из-за влияния технологических погрешностей), поэтому насос выбирают по напору H_p , на 2...4 % превышающему напор H (рабочая точка A). Этому напору по характеристике сети соответствует несколько повышенная против заданной подача Q .

Для простейшей системы (см. рис. 2.6), состоящей из двух резервуаров, сети и насоса, используя приведенные на рисунке обозначения, выражение приводим к виду

$$H_c = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_{\Pi}, \quad (2.7)$$

где $(p_2 - p_1)/(\rho g)$ — разность (давлений) статических напоров в конце и начале системы; H_z — геодезический напор; $v_2^2 - v_1^2/(2g)$ — разность скоростных напоров в конце и начале системы; h_{Π} — гидравлическое сопротивление системы, пропорциональное квадрату скоростей и, следовательно, квадрату расхода.

Графически зависимость H_c от Q представлена параболой, вершина которой смещена по оси ординат на значение $H_{ст}$. Крутизна параболы зависит от суммарного коэффициента сопротивления системы ξ .

Значения

$$H_{ст} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2 - z_1)$$

могут изменяться в широких пределах: $H_{ст} > 0$ — нормальная система; $H_{ст} = 0$ — перекачивание жидкости по горизонтальному трубопроводу; $H_{ст} < 0$ — перекачивание жидкости по трубопроводу с высокими отметок на низкие. Нанося характеристику насоса $H = f(Q)$, получаем в точке A режим, удовлетворяющий условию материального и энергетического баланса системы, т. е. установившийся режим работы насоса в данной системе.

Таким образом, тип и размер насоса выбирают по параметрам Q и H рабочей точки A (см. рис. 2.6). При этом ориентируются на ближайший больший диаметр D_2 рабочего колеса, указываемый на характеристиках в каталогах. Промежуточные значения D_2 принимают по согласованию с заводом-изготовителем.

При выборе насоса следят, чтобы вакуумметрическая высота всасывания насоса при предполагаемой геометрической высоте установки его над уровнем всасываемой жидкости не превышала допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, приводимую на характеристиках. Увеличение высоты всасывания насоса достигается путем снижения частоты вращения и уменьшения сопротивления всасывающего трубопровода.

Для обеспечения экономичной эксплуатации насоса рабочая точка его должна лежать в пределах рабочей части характеристики. Чтобы убедиться в выполнении этого условия, следует внести в совместный график насоса и сети наименьшее возможное при эксплуатации значение Q и соответствующую ему рабочую точку на характеристике насоса. Последняя не должна выходить за пределы рабочей зоны, указываемой на заводских характеристиках.

2.6. УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ И ПОМПАЖ В ЛОПАСТНОМ НАСОСЕ

При наличии на напорной характеристике западающего участка (седлообразная форма характеристики) могут иметь место две и даже три рабочие точки (рис. 2.7).

Условия работы насоса в двух рабочих точках A (ниспадающий участок) и B (восходящий участок) будут различными.

Если в точке A из-за внешнего возмущения, например уменьшение $H_{нг}$ (см. рис. 2.7), подача увеличится на ΔQ , то в этом случае рабочая точка займет положение A' . После устранения источника возмущения образуется положительная разность энергий

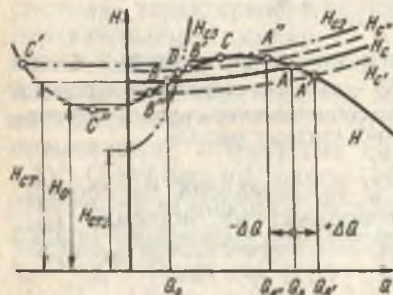


Рис. 2.7. Устойчивость работы насоса в системе

$\Delta H = H_c - H_A' > 0$. Недостаток энергии насоса приведет к уменьшению кинетической энергии и скроется в точке А. При уменьшении Q . Равновесие восстановится в точке А. При уменьшении подачи на $-\Delta Q$ рабочая точка займет положение А". После устранения источника возмущения $\Delta H = H_c - H_A' < 0$. Избыток напора насоса будет затрачиваться на увеличение скорости, т. е. равновесие опять восстановится в точке А.

В точке В положительному $\Delta H < 0$ и наоборот. Поэтому отрицательная разность энергий $\Delta H < 0$ соответствует уменьшению равновесия не устанавливается. После устранения источника возмущения равновесие не устанавливается.

Таким образом, работа насоса в системе устойчива, если выполняется условие

$$\frac{d(\Delta H)}{dQ} > 0 \text{ или } \frac{dH_c}{dQ} > \frac{dH_A}{dQ} \quad (2.8)$$

т. е. на нисходящей ветви характеристики работа насоса всегда устойчива.

Работа насоса на восходящей ветви характеристики не рекомендуется, так как в этом случае невозможно возникновение устойчивости и колебательного процесса в сети. Одна при $H_{ст.з} \ll H_0$ работа насоса на восходящей ветви $H = f(Q)$ может быть устойчива (точка D, см. рис. 2.7).

Условие (2.8) является необходимым, но недостаточным для устойчивой работы насоса в системе. При наличии в системе газовой подушки, длин трубопровода, амплитуд колебаний при нарушении равновесия может достигать больших значений и работа насоса вблизи точки максимума напора неустойчива (та С). Такая неустойчивая работа насоса, сопровождающаяся резким колебанием давления и подачи, называется *помпажем*.

Возникновение помпажа, амплитуды и частота колебаний давления при помпаже зависят от формы характеристики насоса и системы, а также от аккумулирующей способности системы.

Работа насоса в условиях помпажа — применение насоса со стабильной формой напорной характеристики. При наличии запаса подающего участка характеристики предотвращение или уменьшение вредного влияния помпажа достигается следующими способами:

1. применением обратных клапанов с линией рециркуляции, обеспечивающих работу насоса подачами $Q > Q_{нм}$. Если время закрытия обратного клапана — $1/4$ периода колебания давления в системе, то возникновение помпажа практически невозможно;

уменьшением частоты вращения насоса;
уменьшением аккумулирующей способности системы;
положением дроселирующей задвижки непосредственно насосом.

17. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЛОПАСТНОГО НАСОСА

Регулирование работы насосной установки — изменение ее параметров: подачи Q , напора H ; при этом меняются значения N и η .

Регулирование может осуществляться воздействием на элементы (с изменением характеристик сети) или же воздействием на (с изменением формы и положения характеристики насоса).

Изменение характеристики сети. В общем случае ординаты характеристики сети представляют собой сумму напоров: статического и динамического, равного гидравлическому сопротивлению. Сеть может быть с замкнутой схемой циркуляции, насос обеспечивает только циркуляцию жидкости в ней. В случае независимо от давления в системе насос преодолевает гидравлическое сопротивление сети.

Сеть может состоять из нескольких разветвлений трубопровода различного диаметра и длины, соединенных параллельно и последовательно и расположенных на различных отметках.

При последовательном соединении участков характеристика получается суммированием сопротивлений участков при одинаковой подаче. На рис. 2.8, а показана работа насоса на сеть при заданном напоре $H_{ст}$ и гидравлических сопротивлениях двух последовательно включенных участков трубопроводов R_1 и R_2 :

$$H_c = H_{ст} + R_1 + R_2.$$

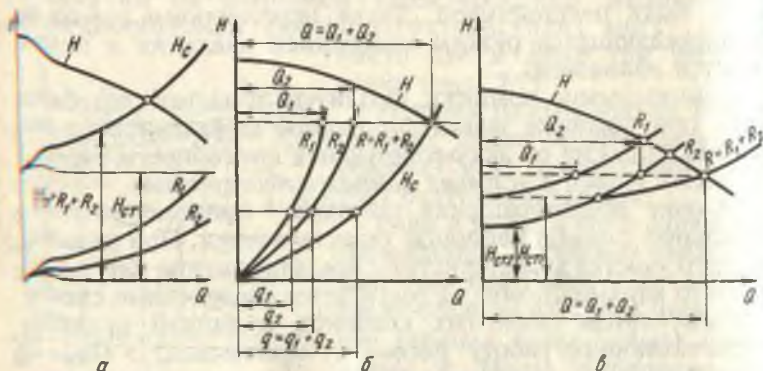


рис. 2.8. Характеристика насоса с двумя последовательными и параллельными участками

При параллельном соединении участков трубопроводов абсциссы характеристики сети получаются суммированием расходов жидкости, проходящих через отдельные участки при постоянном напоре. На рис. 2.8, б изображен случай работы насоса на сеть, состоящую из двух параллельно соединенных горизонтальных участков, с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2 . Характеристика может быть найдена суммированием произвольно задаваемых задач: $q = q_1 + q_2$. Подача общая и через каждый из участков сети соответственно равна Q , Q_1 и Q_2 .

На рис. 2.8, в рассмотрен случай, где каждый из параллельно соединенных участков с характеристиками R_1 и R_2 имеет еще статический напор $H_{ст1}$ и $H_{ст2}$, разный для каждого из участков. Характеристика сети представляет собой ломаную кривую, которая состоит из характеристики R_2 до пересечения ее с линией статического напора $H_{ст1}$, а затем из кривой, получаемой суммированием подач.

Регулирование воздействием на систему осуществляется разными способами.

Дроссельное регулирование. Это наиболее распространенный, простой и надежный способ регулирования (рис. 2.9), который осуществляется дросселем, расположенным на напорной линии насоса, обычно вблизи него. По мере закрытия дросселя увеличивается сопротивление и соответственно уменьшается подача. Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика сети. Равновесие в любой точке i наступит, когда напор насоса

$$H = H_{ci} + h_{pi}$$

где h_{pi} — переменное сопротивление дросселя.

Изменяя положение дроссельного органа, а следовательно, и h_{pi} , можно получить любую подачу, соответствующую полному открытию. Это неэкономичный способ регулирования, так как он сопровождается потерей в дроссельном органе части напора, создаваемого насосом. Поскольку при таком способе регулирования полезно используется в сети только напор H_{c1} , то КПД зарегулированной установки $\eta_{н.у}$ будет меньше КПД насоса:

$$\eta_{н.у} = \eta \frac{H_{c1}}{H}$$

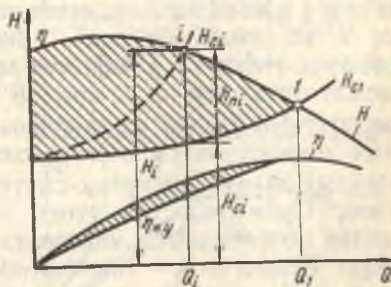


Рис. 2.9. Дроссельное регулирование

Минимальные потери при таком способе регулирования

имеют место при пологой форме напорной характеристики насоса.

Чем больше статический напор в общем значении напора в сети, тем меньше потери напора в дросселе для данной подачи и тем выше КПД насосной установки. При дроссельном регулировании из-за больших значений местной скорости регулирующий орган (дроссельный клапан) быстро изнашивается и возникает опасность неплотного закрытия его при остановке насоса. Дросселирование на всасывающей линии на практике не применяют из-за опасности возникновения кавитации.

Регулирование перепуском (байпасирование). При этом способе регулирования требуемая подача системы достигается перепуском из напорной линии на всасывание части подачи насоса. При включении в сеть (рис. 2.10) параллельно основной линии R_1 добавочной линии R_2 характеристика системы будет уже не R_1 , а $R_1 + R_2$ и вместо рабочей точки A_1 появляется новая рабочая точка A_2 . Напор при этом снизится с H_1 до H_2 , а подача насоса возрастет с Q_1 до Q_2 , однако уменьшение напора насоса, естественно, вызывает уменьшение расхода жидкости через основную линию I от Q_1 до требуемой $Q_1' = Q_2 - q_6$.

С точки зрения экономичности такой способ регулирования приемлем для насосов с $n_s > 250$ и для вихревых насосов, у которых мощность падает с увеличением подачи. Для центробежных насосов с $n_s < 250$ регулирование перепуском вызывает увеличение потребляемой мощности и дополнительно нагружает двигатель.

Частный случай этого способа — использование линий рециркуляции для защиты насоса от помпажа или перегрева жидкости.

Саморегулирование (изменение давления на входе). При работе насоса в условиях кавитации на входе каждому значению кавитационного запаса $\Delta h_i \leq \Delta h_{кр}$ (давление на входе) соответствует свой крутопадающий участок напорной характеристики H_i (рис. 2.11).

При уменьшении нагрузки турбины уменьшается подача конденсата в конденсатор, снижается давление конденсата в сборнике и на входе в насос. Новому расходу соответствует новая рабочая точка Q_i . В области малых нагрузок сопротивление сети может оказаться ниже кривой $\Delta h_{кр}$ (точка А); в этом случае насос работать не может из-за срыва подачи. Пределы саморегулирования определяются взаимоположением линий H_c и $\Delta h_{кр}$. При закрытых характеристиках системы зона саморегулирования сужается. Преимущества этого метода регулирования — простота, малая потребляемая мощность и отсутствие дросселирования напора. Недостаток — постоянная работа насоса в условиях кавитации, что связано с износом и разрушением рабочих органов.

Аналогичным образом может быть осуществлено регулирование работы путем дросселирования на всасывании.

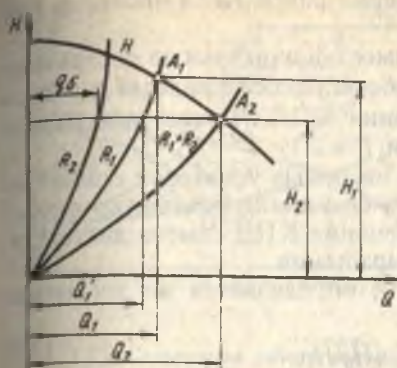


Рис. 2.10. Регулирование перепуском (байпасирование)

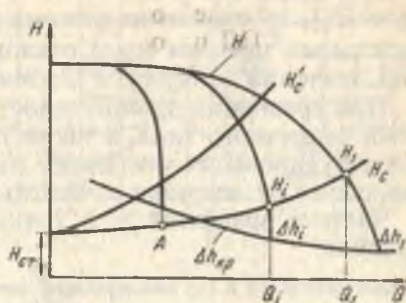


Рис. 2.11. Саморегулирование

Изменение характеристики насоса. Возможность воздействия на насос с целью изменения его характеристики должна быть предусмотрена в конструкции насосного агрегата.

Регулирование изменением частоты вращения вала насоса. Этот способ эффективен при использовании приводных двигателей с регулируемой частотой вращения. К таким двигателям относятся электродвигатели постоянного тока, паровая турбина, двигатели внутреннего сгорания и асинхронные двигатели с фазным ротором или регулируемой частотой тока, допускающие плавные изменения частоты вращения.

При изменении частоты вращения n напорные характеристики насоса $H = f(Q)$ представляют собой конгруэнтные кривые (рис. 2.12) и рабочая точка, перемещаясь по характеристике сети, дает различные значения подачи Q_{pi} . При крутых характеристиках системы H_c и малых значениях $H_{ст}$ этот метод не приводит к большим дополнительным потерям в гидравлической системе, так как в любых режимах напор насоса в сети согласован между собой. Коэффициент полезного дейст-

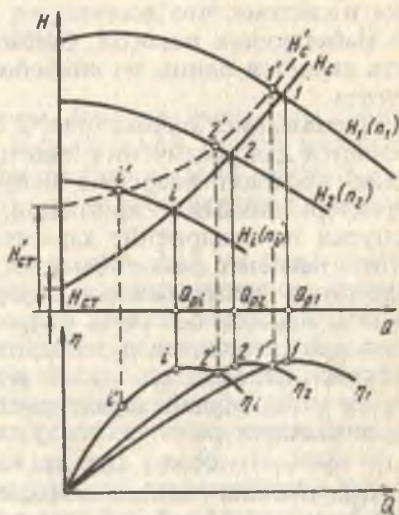


Рис. 2.12. Регулирование изменением частоты вращения

вия насосной установки $\eta_{н.у}$ примерно равен КПД насоса η_i при частоте вращения n_i .

Если характеристика сети H_c' имеет значительную составляющую $H_{ст}$, то изменение режима работы насоса приведет к дополнительным потерям из-за отклонения КПД от зоны максимальных значений (см. рис. 2.12, точки 1' и 2').

При сравнении экономичности насосных установок с двигателями различного типа, а также при сравнении различных способов регулирования учитывают изменение КПД самого двигателя, зависящее от нагрузки и частоты вращения.

Частота вращения n_i в точке Q_i определяется из уравнения подобия

$$n_i = n_1 \frac{Q_i}{Q_1} = n_1 \sqrt{H_i/H_1}, \quad (2.9)$$

где Q_i и H_i — требуемые параметры насоса.

Мощность насоса в этом случае

$$N_i = N_1 (n_i/n_1)^3. \quad (2.10)$$

Регулирование изменением частоты вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя осуществляют путем включения между валами двигателя и насоса какого-либо вариатора скорости, например регулируемой гидромукты или электромагнитной муфты

Совместная работа насосов на общую сеть. В процессе эксплуатации возникает необходимость увеличения расхода или давления в системе, что достигается изменением количества совместно работающих насосов. Совместная работа насосов на общую сеть является одним из способов регулирования расходов потребителя.

Параллельная работа (рис. 2.13, а) насосов в общую сеть применяется для увеличения подачи. Для параллельной работы наиболее подходят насосы с непрерывно падающими напорными характеристиками с крутизной, превышающей технологические допуски на отклонение характеристики. Параллельно могут работать насосы с различными характеристиками и насосы различных типов (центробежные и поршневые). Общая характеристика группы насосов без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат $H_i = \text{const}$. Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что $Q_{I+II} < Q_I + Q_{II}$, т. е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

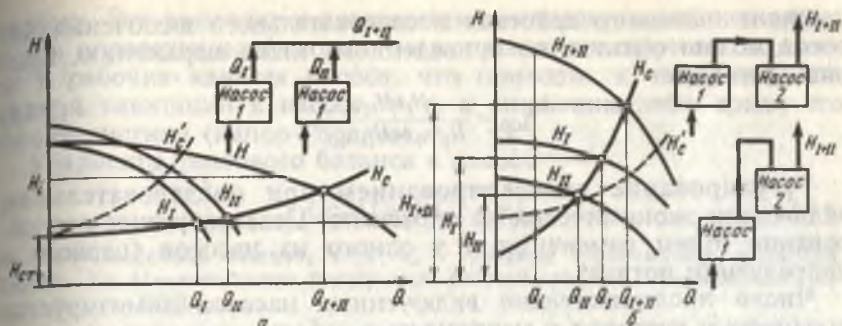


Рис. 2.13. Совместная работа насосов при параллельном (а) и последовательном (б) соединении

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на всех насосах. Коэффициент полезного действия параллельного соединения насосов выражается отношением

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\Sigma N_p}{\Sigma N} = \frac{Q_I H_I + Q_{II} H_{II}}{Q_I H_I / \eta_I + Q_{II} H_{II} / \eta_{II}}. \quad (2.11)$$

Если принять $H_I = H_{II}$, то получается

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{Q_I + Q_{II}}{Q_I / \eta_I + Q_{II} / \eta_{II}}. \quad (2.12)$$

Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильную напорную характеристику. При параллельной работе насосов с нестабильной характеристикой увеличивается зона неустойчивой работы и распределение нагрузки между работающими насосами может быть неравномерным.

Последовательная работа насосов (рис. 2.13, б) применяется для увеличения напора в системе при незначительном изменении подачи. Возможны случаи, когда насосы располагают в непосредственной близости друг от друга (предвключенный и главный питательный насосы) и когда насосы удалены на значительное расстояние (шахтные водоотливные установки).

Общую напорную характеристику строят путем суммирования ординат характеристик отдельных насосов при $Q_i = \text{const}$.

Последовательное соединение насосов экономически оправдано при крутых характеристиках системы с малым $H_{\text{ст}}$. Коэф-

коэффициент полезного действия последовательного включения насосов можно оценить по приведенному ниже выражению, приняв $Q_i = Q_{II}$:

$$\eta_{ср} = \frac{H_I + H_{II}}{H_I/\eta_I + H_{II}/\eta_{II}} \quad (2.13)$$

Регулирование дросселированием при последовательном включении экономически не оправдано. Целесообразнее регулирование путем изменения n у одного из насосов (первого в направлении потока).

Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

2.8. КАВИТАЦИЯ И ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ В ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ

Под *всасывающей способностью* понимают значение давления на входе в насос, необходимого для бескавитационной работы насоса.

Кавитация — это явление вскипания жидкости в насосе в условиях динамического воздействия элементов проточной части, в первую очередь входных элементов лопастей рабочего колеса, на поток. Обычно кавитация начинается при местном снижении давления до давления насыщенного пара и сопровождается нарушением сплошности потока с образованием полостей, заполненных парами и растворенными в жидкости газами. Кавитация может возникнуть как на вращающихся, так и на неподвижных элементах проточной части насоса. Кавитация является термодинамическим процессом, определяемым свойствами жидкости: давлением, температурой, скрытой теплотой парообразования и теплоемкостью.

Теплота испарения холодильных сред на 1...2 порядка меньше, чем воды, что может ограничивать диапазон использования насоса по подаче вследствие возможных кавитационных явлений в насосе.

Факторы, определяющие нагрев криогенной среды в насосе, следующие.

1. Теплоприток извне. Для снижения теплопритоков извне до минимума корпус насоса термоизолируют с помощью термоизоляции. Используются также варианты погружных холодильных насосов и двигателей, в которых теплопритоки извне практически отсутствуют.

Во всех случаях теплопритоки извне не превышают 5...10 % всех теплопритоков к насосу.

2. Тепловыделения в насосе. Все потери в насосе переходят в

теплоту. Это приводит к повышению температуры рабочей среды и при определенных условиях может вызвать испарение жидкости в рабочих каналах насоса, что приводит к частичной или полной кавитации в насосе, т. е. к снижению либо срыву его характеристики (напор—подача).

Уравнение теплового баланса в насосе

$$Gc_{ж}\Delta t = N(1 - \eta), \quad (2.14)$$

где G — массовая подача, кг/с; $c_{ж}$ — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг · К); Δt — повышение температуры рабочей среды, К; N — мощность насоса, Вт; η — КПД насоса.

Отсюда

$$\Delta t = \frac{N(1 - \eta)}{Gc_{ж}}. \quad (2.15)$$

Из уравнения (2.15) следует, что повышение температуры рабочей среды пропорционально мощности и потерям в насосе и обратно пропорционально массовой подаче и теплоемкости рабочей среды.

Граница устойчивости работы насоса соответствует

$$\Delta t = t_{кип} - t_{вс} = \frac{p_{нт}(1 - \eta)}{\rho c_{ж}}, \quad (2.16)$$

где $p_{нт}$ — давление нагнетания насоса.

Таким образом, насосы для холодильной техники в зоне недогрузочных режимов могут эксплуатироваться при выполнении условия (2.15).

Минимально допустимое давление $p_{вс.мин}$ на входе в рабочее колесо лопастного насоса определяется выражением

$$p_{вс.мин} = p_{п} + \rho g \Delta h_{кр} - \rho \frac{c_0^2}{2} (1 - \xi_{вс}). \quad (2.17)$$

Здесь $p_{п}$ — давление насыщенного пара, Па; $\Delta h_{кр}$ — критический кавитационный запас энергии на входе в рабочее колесо, обеспечивающий работу без кавитации, м ст. жидкости; c_0 — скорость жидкости на входе в рабочее колесо, м/с; $\xi_{вс}$ — коэффициент сопротивления на входе в рабочее колесо.

Важным эксплуатационным параметром лопастного насоса для криогенных жидкостей является *допустимый кавитационный запас* $\Delta h_{доп}$, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей.

$$\Delta h_{доп} = \varphi \Delta h_{кр},$$

где $\varphi = 1,1 \dots 1,2$ — коэффициент запаса.

Для определения $\Delta h_{кр}$ используется зависимость

$$\Delta h_{кр} = \frac{5,62nQ^{0,5}}{C_{кр}}, \quad (2.17)$$

где $C_{кр}$ — кавитационный коэффициент быстроходности.

В зависимости от качества входной части рабочего колеса центробежного насоса значения этого коэффициента составляют 600...2000 (последняя цифра — для специально спроектированных рабочих колес с повышенными антикавитационными качествами). Для шнекоцентробежных насосов значение коэффициента достигает 4000.

Значение $\Delta h_{кр}$ принимают по результатам испытаний насоса на холодной воде; в том случае, если данные испытаний насоса располагаемого типоразмера на воде отсутствуют, $\Delta h_{кр}$ приблизительно рассчитывают по формуле (2.18), приняв $700 \leq C_{кр} \leq 1000$ для обычных рабочих колес насосов.

Достаточно точное значение $\Delta h_{кр}$ может быть получено пересчетом его значения с экспериментальной величины для геометрически подобного насоса другого типоразмера обычной формулой пересчета для напора

$$\frac{\Delta h_{кр.н}}{\Delta h_{кр.м}} = \lambda^2 \tau^2. \quad (2.19)$$

Для жидкостей, отличных от воды, и в особенности для тех, которые находятся в состоянии, близком к кипению (т. е. для холодильных жидкостей), реальное значение $\Delta h_{кр}$ меньше, чем по данным испытаний на воде. Это объясняется тем, что частичная кавитация жидкости в рабочем колесе связана с отбором теплоты парообразования местно кипящей жидкости, что приводит к понижению ее температуры и соответственно давления и упругости паров.

Поэтому при частичной кавитации, ограниченной пределами требований ГОСТа (для воды), т. е. кавитации, допустимой по эксплуатационным условиям, возможно существенное снижение кавитационного запаса и соответственно увеличение частоты вращения насоса (или уменьшение подпора перед насосом). Такой кавитационный запас называют эксплуатационным критическим:

$$\Delta h_{кр.э} = \Delta h_{кр} - \Delta h_{т}, \quad (2.20)$$

где

$$\Delta h_{т} = \frac{p_n - p_{кр}}{\rho g}. \quad (2.21)$$

Здесь $\Delta h_{т}$ — термодинамический кавитационный запас.

2.9. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КРИОГЕННЫХ НАСОСОВ

Применяются два способа транспортировки жидких криоагентов сжиженных газов: безмашинный, машинный (с помощью насоса).

При подаче потребителю небольших количеств сжиженного газа его выгружают из цистерн безмашинным способом путем создания давления газа над поверхностью жидкости. Схема выгрузки сжиженных газов из цистерны под давлением показана на рис. 2.14. Сжиженный газ из нижней части цистерны поступает в испаритель, где при температуре окружающей среды происходит испарение и подача под давлением в верхнюю часть цистерны. Создаваемое при испарении газа давление регулируется в нерабочем состоянии вентиляционным клапаном 4 и в процессе разгрузки напорным клапаном 2 и контролируется предохранительным клапаном 6 с разрывной мембраной 7, на линии которой устанавливается контрольный манометр 5. Сжиженный газ подается по отдельной напорной линии с запорным клапаном 3.

В большинстве современных газожидкостных систем, где требуется подача больших количеств сжиженных продуктов с поддержанием достаточно высокого давления и обеспечением постоянного и точно регулируемого расхода рабочей среды, используются насосы. Преимущество машинного способа — обеспечение требуемого давления в системе при регулируемой подаче.

Типовая схема установки для перекачивания сжиженных газов с помощью насоса 4 изображена на рис. 2.15. Сжиженный газ

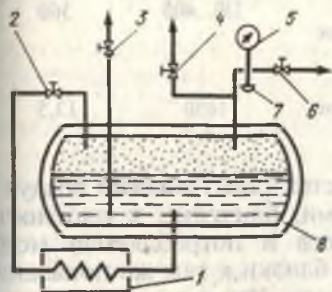


Рис. 2.14. Схема выгрузки сжиженных газов из цистерны:

1 — испаритель; 2 — напорный клапан; 3 — запорный клапан; 4 — вентиляционный клапан; 5 — контрольный манометр; 6 — предохранительный клапан; 7 — разрывная мембрана; 8 — цистерна

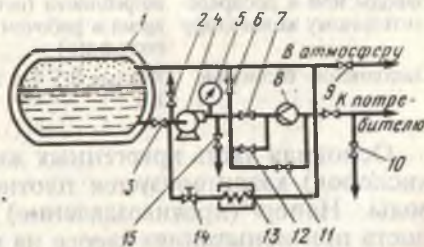


Рис. 2.15. Схема установки для перекачивания сжиженных газов с помощью насоса:

1 — сборник-хранилище; 2, 10, 11 — предохранительные клапаны; 3 — заполнительный клапан; 4 — насос; 5 — контрольный манометр; 6 — клапан заливочный; 7, 14 — регулирующие клапаны; 8 — расходомер; 9 — предохранительный клапан; 12 — клапан охлаждения расходомера; 13 — испаритель; 15 — клапан быстрого заполнения и захлаживания системы

поступает из сборника-хранилища 1 в насос и затем через регулируемую и контролируемую аппаратуру направляется к потребителю. Для обеспечения бескавитационной работы насоса на всасывающей линии включается устройство для поддержания требуемого давления всасывания, состоящее из испарителя газа 13, регулирующего клапана 14, предохранительного клапана 9 и манометра 5.

Для измерения количества продукта, поступающего к потребителю, на нагнетательной линии устанавливается расходомер 8 с системой регулирующих и предохранительных 7, 11 и заполнительных клапанов 3, обеспечивающих надежную эксплуатацию насосного агрегата.

Для перекачивания сжиженных газов обычно используют поршневые и центробежные насосы в зависимости от режимов эксплуатации промышленных и транспортных установок (табл. 2.1).

2.1. Типовые режимы эксплуатации промышленных насосных систем

Область применения	Режим работы	Напор, м ст. жидкости	Производительность, л/мин
Заполнение (из хранилища в резервуар)	Дважды в день, более 3...4 ч непрерывно за смену	30,5	450
Подача с места производства в хранилище	Непрерывно	30,5	90
Разгрузка резервуара или цистерны (в хранилище)	Многократно, но не периодически по 0,5...1 ч (до полной разгрузки)	185	700
Подача на химические заводы или к распределительному коллектору	Непрерывно по потребности (остальное время в рабочем состоянии)	330...400	360
Заполнение баллонов	Каждые 0,5 ч в течение 1 ч	1850	13,5

Основная часть криогенных жидкостей (азот, жидкий воздух и кислород) характеризуется плотностями, близкими к плотности воды. Напор (противодавление) насоса и потребляемая мощность при испытаниях насоса на воде близки к тем же показателям при работе на криогенных жидкостях. Это свидетельствует о том, что принципы конструирования насосного агрегата (насос плюс привод) аналогичны обычным насосам.

Контрольные вопросы и задания. 1. Почему у поршневого насоса кривые изменения подачи, мощности и КПД даны в зависимости от напора (давления) при постоянной частоте вращения? 2. Как изменяется КПД поршневого насоса в зависимости от напора (давления)? 3. Каков запас мощности двигателя у поршневых насосов разных размеров? 4. Что такое высота всасывания поршневого насоса? 5. Что такое кавитация в поршневом насосе? Стадии кавитации. 6. Что такое индивидуальная и совместная работа поршневых насосов? 7. Какими спо-

собранными можно регулировать подачу поршневого насоса? 8. Какими способами регулируется подача роторного насоса? 9. Что называется характеристикой сети (системы)? 10. Из каких составляющих складывается полный напор сети (системы)? 11. Что такое установившийся режим работы насоса в данной сети (системе)? 12. Что такое режим экономичной эксплуатации лопастного насоса? 13. Каковы условия устойчивой работы лопастного насоса в сети (системе)? 14. Что такое помпаж лопастного насоса? 15. Перечислите условия и мероприятия по предотвращению помпажа лопастного насоса. 16. Какими способами регулируется работа лопастного насоса? 17. Что такое дроссельное регулирование? 18. Что такое регулирование перепуском (байпасирование)? 19. Какой способ регулирования насоса наиболее экономичный? 20. Что такое саморегулирование лопастного насоса? 21. Что такое параллельная и последовательная работа насосов? 22. Назовите особенности всасывания жидкости лопастным насосом. 23. Каковы стадии кавитации в лопастном насосе? 24. Дайте определение кавитационного коэффициента быстроходности лопастного насоса. 25. Для каких целей устанавливают перед лопастным колесом насоса предвключенное устройство типа осевого колеса или шнека? 26. В чем особенности работы криогенных насосов для жидкого кислорода, азота, водорода? 27. Что такое подпор криогенного насоса? 28. Для чего создается подпор рабочей среды на всасывании криогенного насоса?

Полный напор насоса складывается из статического и динамического напора. Статический напор — это разность высот всасывающей и напорной точек. Динамический напор — это разность давлений на входе и выходе насоса. Характеристика насоса — это зависимость напора от расхода. Режим устойчивой работы насоса — это режим, при котором насос работает без помпажа. Помпаж — это явление, при котором насос не может всасывать жидкость. Предотвращению помпажа способствуют следующие мероприятия: установка воздушного клапана, подогрев всасывающей жидкости, установка предохранительного клапана. Дроссельное регулирование — это регулирование расхода с помощью дросселя. Регулирование перепуском — это регулирование расхода с помощью перепуска. Саморегулирование — это свойство насоса автоматически поддерживать заданный расход. Параллельная и последовательная работа насосов — это способы соединения насосов для увеличения расхода. Особенности всасывания жидкости лопастным насосом: жидкость всасывается в зазор между лопастями и корпусом. Стадии кавитации: образование и рост кавитационных пузырьков. Кавитационный коэффициент — это безразмерный коэффициент, характеризующий склонность кавитации. Быстроходность — это частота вращения лопастного колеса. Предвключенное устройство типа осевого колеса или шнека — это устройство, устанавливаемое перед лопастным колесом для улучшения всасывания. Особенности работы криогенных насосов: работа при низких температурах, использование специальных материалов. Подпор криогенного насоса — это устройство, устанавливаемое перед насосом для предотвращения испарения жидкости.

3. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ И КРИОГЕННОЙ ТЕХНИКИ

3.1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Особенности конструкций насосов для криогенной и холодильной техники определяются свойствами рабочих жидкостей, такими, как низкая температура сжижения (например, для углеводородов первой и второй групп — аммиака, метана и этана — соответственно 240, 110 и 173 К); низкая теплота парообразования, токсичность и взрывоопасность. В связи с изложенным необходимо исключить утечки в окружающую среду.

Особенно важно тщательное уплотнение вращающихся и перемещающихся в осевом направлении деталей (например, у лопастных и поршневых насосов — место выхода из полости высокого давления в пространство с низким давлением). К уплотнительным элементам неподвижных деталей (например, к уплотнению между корпусом и крышкой всасывания у лопастных насосов или между цилиндром и крышкой цилиндра у поршневых) также предъявляют высокие требования.

При изготовлении уплотнений помимо традиционных материалов применяют новые материалы, такие, как политетрафторэтилен.

Для уплотнения вращающихся деталей используют механические или торцовые уплотнения (сальники). Торцовые уплотнения одинарного и двойного действия обеспечивают максимальную нагрузку, не требуют дополнительного ухода по условиям работы уплотнения в течение 5...15 тыс. ч. Уплотнения независимо от вида нагрузок должны удовлетворять свойствам перекачиваемой жидкости и техническим характеристикам насосов. При конструировании учитывают эксплуатационные условия и свойства перекачиваемых жидкостей. Необходимо защищать рабочие полости насосов от внешних теплопритоков. Внутренние теплопритоки, связанные с несовершенством рабочего процесса насоса, неизбежны. Для криогенных насосов увеличение КПД свидетельствует об уменьшении теплопритока к рабочей жидкости. Полный КПД насоса зависит от его конструкции, коэффициента быстроходности n_s лопастного насоса, подачи Q , определяющей размер агрегата.

3.2. САЛЬНИКИ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ

По конструкции набивки бывают плетеные, витые и многослойные. Различают плетеные набивки сквозного плетения и плетения с оплеткой. Для набивки используют хлопчатобумажные, пеньковые, асбестовые, синтетические нити. Набивка бывает круглой, квадратной и прямоугольной; с пропиткой или сухой (без пропитки). Для повышения упругости применяют сердечники из резины или других материалов. На практике более надежными являются уплотнительные набивки сквозного плетения, так как они обладают более высокой износостойкостью по сравнению с набивками с оплеткой. Особые преимущества имеют набивки, изготавливаемые многократным переплетением. Диагональное переплетение нитей позволяет получить плотную, прочную на износ поверхность при хорошей эластичности. Все виды плетений изготавливают сухими, с жировой и сухой пропиткой. Витые и многослойные набивки изготавливают из сухих или прорезиненных нитей, которые складывают, свивают или склеивают из отдельных слоев. Набивки такого исполнения имеют высокую формоустойчивость и выносливость к перегрузкам. Основные виды уплотняющих прокладок показаны на рис. 3.1. Для пропитки применяют различные жировые смазки, резину, а также синтетические материалы с добавлением графита или без него. В слоистых прокладках в качестве пропитки используют резиновые смеси. Пропитка необходима для смазки скользящих поверхностей, уменьшения до минимума трения и предохранения поверхности штока или вала от коррозии и образования царапин. Кроме того, пропитка защи-

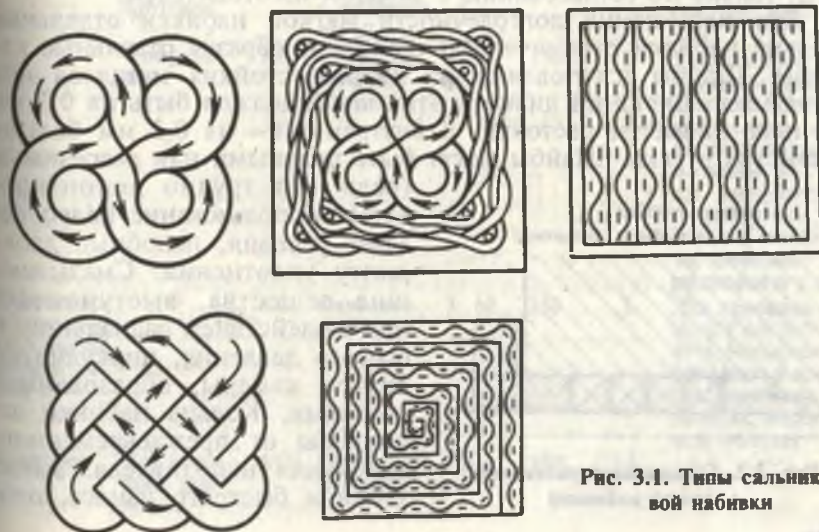


Рис. 3.1. Типы сальниковой набивки

тому осевое давление равномерно распределяется в сальнике. Все это обеспечивает более длительный срок службы уплотнения и оправдывает дополнительные расходы при монтаже. Камера такого сальника показана на рис. 3.2.

Области применения мягких сальниковых набивок приведены в табл. 3.1.

3.1. Области применения мягкой сальниковой набивки

Область применения	Набивка	Обозначение материала волокна	Структура	Толщина, мм	Температура, °С	Давление, МПа	Примечание
Холодная вода, соленая вода любой концентрации	Н	ПН	Сквозное плетение (в виде косы)	3...60	50	3	С пропиткой, применяется для тяжелых условий эксплуатации
	Круговая	ПН	Сквозное плетение	3...60	150	3	Применяется также для перекачивания морской воды и пара с конденсатом. Набивки характеризуются повышенными стойкостью и надежностью
	Специальная круговая	ХБ	Сквозное плетение с оплеткой до 10 мм	3...60	120	16	Преимущественно в лопастных насосах
	Спиральная	ХБ	Слоистое тканевое плетение	Свыше 6	150	3	Пропитанная каучуком, тальком или графитом, для перекачивания питьевой воды, жидкостей с примесями песка и извести, соленых растворов и т. д.
Горячая вода, соленая вода любой концентрации	Ф	ХБ	Сквозное плетение	3...60	150	3	Для перекачивания конденсата, насыщенного пара в краях, вентилях, насосах, паровых молотах
Кислород	Для высокого давления	АС	Сплошное плетение	Свыше 5	550	15	—

Область применения	Набивка	Обозначение материала волокна	Структура	Толщина, мм	Температура, °С	Давление, МПа	Примечание
	Кислородная	АС	Сплошное плетение	Свыше 4	100	5	Гарантировано исполнение без масла с вискозной пропиткой
	Особо чистая асбестовая	АС	То же	Свыше 5	425		
	Нейтральная	ХБ	Сплошное плетение с оплеткой	Свыше 3	80	15	Пригодна для перекачивания спирта, молока, молочных продуктов, сахарного сиропа, фруктовых соков и др.
Продукты пищевой промышленности, виноделия, хлебопечения, молочной промышленности	Для варочных котлов	АС	Пряжа в оплетке	Свыше 8	180	3	
Известковое молоко, жидкости с песком	Спиральная	ХБ	То же	Свыше 6	150	3	См. о насосах для перекачивания горячей воды

Обозначения: ХБ — хлопчатобумажная ткань; ПН — пенька; АС — вид волокна, качество асбеста специального изготовления.

При перемещении агрессивных и нейтральных жидкостей с высокими температурами и давлениями в качестве уплотняющего материала используют фторополимеры. За рубежом при перекачивании агрессивных сред температурой до 280 °С и давлением до 100 МПа применяют мягкие набивки из химически чистых асбестовых нитей, пропитанных фторопластом (около 30 % асбеста). Промышленность изготавливает для этих целей мягкие набивки из белого и голубого асбеста, пропитанные суспензией фторопласта. Для насосов специального назначения изготавливают набивки в виде пасты на основе фторопласта и нитей белого асбеста.

Фторопластовые уплотнения имеют высокую химическую и термическую стойкость и отличные антифрикционные качества, поэтому уплотняющие элементы и соприкасающиеся с ними

подвижные элементы машин мало изнашиваются и требуют минимальных эксплуатационных затрат.

В связи с низкой теплопроводностью фторопласта в уплотнении происходит аккумуляция теплоты, которую можно уменьшить, используя комбинацию фторопластовых колец, пропитанных жиром или графитом. Это прежде всего справедливо для валов и поршней с высокими окружными и линейными скоростями.

Промышленность изготавливает фторопластовые уплотнения со сквозным и диагональным плетением размерами от 5 до 12 мм различных исполнений.

Техническая характеристика уплотнений

Белое асбестофторопластовое уплотнение

Температура, °С	-100...+250
Давление, МПа	До 4,0
Устойчивость против растворителей	Устойчивы против всех видов щелочи, слабых кислот и газов

Максимальная скорость скольжения, м/с До 6

Голубое асбестофторопластовое уплотнение

Температура, °С	-80...-150
Давление, МПа	До 1,6
Устойчивость против растворителей	Устойчивы против сильных кислот (кроме фтористоводородной) и щелочей

Максимальная скорость скольжения, м/с До 4

Разработана набивка из фторопласта, шелка и фракций чистого графита. При перекачивании фтористоводородной кислоты успешно применяют мягкое уплотнение из фторопласта и сульфидов молибдена для t до 260 °С и p до 4,0 МПа. При перекачивании горячих нефтепродуктов и растворителей с t до 650 °С и $p = 4,0$ МПа хорошим уплотнением является чистый графит. Для уплотнения высокооборотных валов при перекачивании сильно агрессивных сред при температуре до 260 °С применяют мягкие уплотнения из фторопласта и шелка с графитовыми нитями.

3.3. ТОРЦОВЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ УПЛОТНЕНИЯ

Торцовые уплотнения — наиболее эффективные уплотняющие устройства вращающихся валов насосов. Преимущества этих уплотнений по сравнению с сальниковыми: практически полное предотвращение утечек перекачиваемой жидкости; возможность работы без обслуживания при периодическом наблюдении; удобство в эксплуатации. Различают торцовые уплотнения одностороннего и двойного действия.

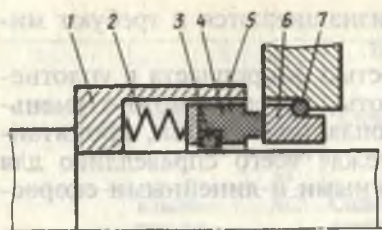


Рис. 3.3. Торцовое уплотнение одностороннего действия

Принципиальные схемы торцовых уплотнений одностороннего действия. Торцовое уплотнение включает пару трения, состоящую из двух уплотнительных колец, прилегающих друг к другу по плоскому торцу. Одно из колец 6 (рис. 3.3) фиксируется в корпусе либо на валу и герметизируется уплотнительным элементом 7, а другое кольцо 4, имеющее свободу угловых и осевых переме-

щений, устанавливается в поджимающем элементе 1. В поджимающем элементе входят пружины 2, прижимающие упруго устанавливаемое уплотнительное кольцо, вторичный уплотнительный элемент 3, обеспечивающий герметизацию упруго устанавливаемого уплотнительного кольца, и поводковая система 5, передающая момент трения с уплотнительного кольца. Различие в конструкции каждого из этих элементов и особенности их взаимосвязи создают большой набор различных конструкций торцовых уплотнений: с гидравлически разгруженным или неразгруженным стыком уплотнения; с внутренним или внешним расположением стыка пары трения относительно уплотняемой жидкости; вращающимся или неподвижным уплотняемым элементом и пружиной, расположенной в уплотняемой среде либо вынесенной за пределы уплотняемой среды.

Выбор конструктивной схемы определяется конкретными условиями эксплуатации.

Удельная нагрузка в паре трения не всегда соответствует гидравлической нагрузке, создаваемой уплотняемой жидкостью. Степень этого соответствия зависит от конструкции уплотнения и характеризуется коэффициентом гидравлической нагрузки K (рис. 3.4):

$$K = f / F,$$

где $f = (\pi/4) (D_2^2 - d^2)$ — площадь упруго установленного кольца, на которую действует давление жидкости p ; $F = (\pi/4) (D_2^2 - D_1^2)$ — площадь контакта рабочих колец.

В зависимости от коэффициента K уплотнения делятся на два вида: неразгруженные ($K \geq 1$) и разгруженные ($K < 1$). Условия работы разгруженного торцового уплотнения лучше из-за меньшего тепловыделения в паре трения, однако при уменьшении коэффициента K возможно раскрытие стыка уплотнительных поверхностей, что снижает надежность работы уплотнения.

Необходимость применения гидравлической разгрузки стыка зависит от свойств уплотняемой жидкости и перепада давления в уплотнении. Жидкости, не образующие в зазоре стабильной

Рис. 3.4. Схема гидравлической нагрузки торцовых уплотнений:

a — неразгруженное ($K=1$); *б* — неразгруженное ($K>1$); *в* — разгруженное ($K<1$)

пленки по всей ширине стыка пары трения (например, жидкие углеводороды), должны уплотняться разгруженными торцовыми уплотнениями. При больших перепадах давления в уплотнениях также необходима гидравлическая разгрузка стыка пары трения, так как для каждого материала пары трения есть предельно допустимая удельная нагрузка, превышение которой вызывает интенсивный износ материала, в результате чего уплотнение не обеспечивает требуемого ресурса.

Неразгруженные торцовые уплотнения проще в изготовлении и дешевле, однако в холодильной и криогенной технике применяют по указанным выше причинам преимущественно разгруженные торцовые уплотнения.

В насосостроении применяют в основном торцовые уплотнения с *внутренним расположением стыка* пары трения относительно уплотняемой среды. Это значительно уменьшает утечку, увеличивает долговечность и улучшает условия охлаждения пары трения (рис. 3.5).

Торцовые уплотнения с *вращающимся поджимающим элементом* содержат меньшее количество деталей, чем с неподвижным. Они более технологичны и менее трудоемки в изготовлении, поэтому 90 % применяемых торцовых уплотнений выполнены с вращающимся поджимающим элементом (рис. 3.6).

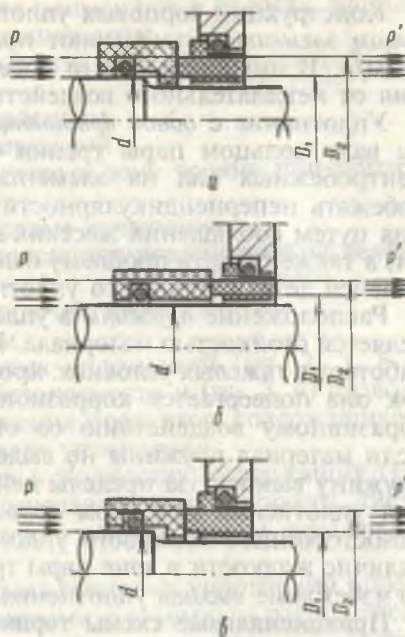


Рис. 3.5. Внутреннее и внешнее торцовые уплотнения



Рис. 3.6. Торцовые уплотнения с вращающимся и неподвижным элементами

Конструкции торцовых уплотнений с *неподвижным поджимающим элементом* применяют при скорости в паре трения выше 25 м/с. В них проще всего обеспечить защиту деталей уплотнения от нежелательного воздействия рабочей среды.

Уплотнение с *одной вращающейся деталью* — фиксированным на валу кольцом пары трения — позволяет исключить влияние центробежных сил на элементы уплотнения. При этом легче избежать неперпендикулярности стыка пары трения оси вращения путем соблюдения жестких допусков только для одной детали, а также решить проблему балансировки единственной вращающейся детали торцового уплотнения.

Расположение *пружины* в уплотняемой среде или вне ее определяется стойкостью материала. Пружина в торцовом уплотнении работает в тяжелых условиях: кроме высоких механических нагрузок она подвергается коррозионному, а в некоторых случаях — абразивному воздействию со стороны уплотняемой жидкости. Если материал пружины не выдерживает действующих нагрузок, пружину выносят за пределы действия рабочей среды (конструкция уплотнения при этом усложняется). В случае применения одностороннего торцового уплотнения должно быть обеспечено наличие жидкости в зоне пары трения при пуске и работе насоса во избежание выхода уплотнения из строя из-за сухого трения.

Принципиальные схемы торцовых уплотнений двойного действия. Широко используемые сложные уплотнительные комплексы — торцовые уплотнения двойного действия — состоят из двух торцовых уплотнений одностороннего действия (рис. 3.7).

Полное отделение перекачиваемой среды от атмосферы может быть достигнуто путем использования двух торцовых уплотнений одностороннего действия с подачей между ними затворной жидкости. При этом внутреннее уплотнение разделяет перекачиваемую среду и затворную жидкость, а внешнее — разделяет затворную жидкость и атмосферу. Различие условий работы внутреннего и внешнего уплотнений обуславливает выбор торцовых уплотнений одностороннего действия, комплектующих уплотнение двойного действия, или двойное торцовое уплотнение.

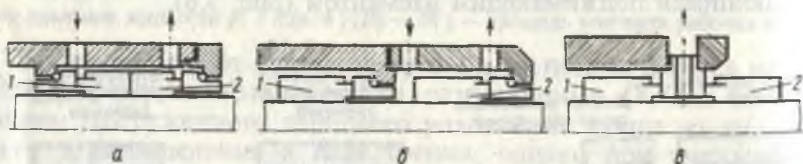


Рис. 3.7. Схемы двойных торцовых уплотнений:

а — с внешним стыком внутреннего уплотнения; б — с внутренним стыком внутреннего уплотнения; в — с внутренним стыком внутреннего уплотнения и с упрощенной установкой внешнего уплотнения одностороннего действия; 1 — внутреннее одинарное уплотнение; 2 — внешнее уплотнение

Двойные торцовые уплотнения применяют в насосах, используемых для перекачивания следующих сред:

1. Газообразные среды и жидкости, обладающие плохой смазывающей способностью.
2. Жидкости под высоким давлением.
3. Жидкости с высокой температурой.
4. Жидкости, кристаллизующиеся в зоне трения при испарении жидкой фазы.
5. Жидкости, содержащие твердые включения.
6. Жидкости, оказывающие токсичное воздействие на человека и окружающую среду.
7. Легковоспламеняемые и горючие жидкости.
8. Криогенные среды и смеси.

Применение двойных торцовых уплотнений (пп. 2, 3, 6, 7) отвечает требованиям техники безопасности и (пп. 3, 4) позволяет исключить образование отложения продуктов, содержащихся в утечке на валу насоса и на деталях уплотнения.

Для уплотнений, работающих в жидкостях, содержащих твердые включения, создание противодействия со стороны чистой затворной жидкости способствует значительному повышению долговечности пары трения.

Конструктивные схемы двойных торцовых уплотнений определяются двумя факторами, связанными с взаимным расположением одинарных уплотнений. Прежде всего это компоновка одинарных уплотнений в осевом и радиальном направлениях. Для двойных уплотнений, размещенных в осевом направлении, возможны три варианта компоновки одинарных уплотнений, причем определяющим является расположение уплотнения, контактирующего с герметизируемой средой, т. е. внутреннего уплотнения: внутреннее одинарное уплотнение 1 имеет внешнее расположение стыка пары трения относительно уплотняемой среды, а внешнее уплотнение 2 — внутреннее расположение стыка (схема а); внутреннее одинарное уплотнение 1 имеет внутреннее расположение стыка пары трения, аналогично расположено и внешнее уплотнение 2 (схема б); внутреннее одинарное уплотнение 1 имеет внутреннее расположение стыка пары трения, а внешнее уплотнение 2 — внешнее расположение стыка (схема в).

Схема двойного торцового уплотнения с внешним расположением стыка внутреннего уплотнения конструктивно самая простая, ее применяют наиболее широко.

Во избежание раскрытия внутреннего уплотнения и попадания перекачиваемой насосом жидкости в камеру уплотнения давление затворной жидкости должно превосходить давление перекачиваемой жидкости на 0,1...0,15 МПа (1...1,5 кгс/см²). Поэтому внутреннее уплотнение в этой схеме практически всегда гидравлически незагружено, а наружное может быть гидравлически нагруженным в зависимости от давления затворной жидкости.

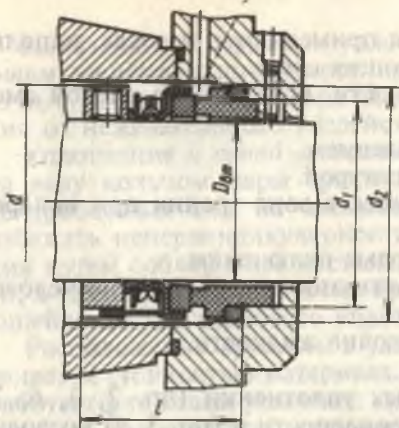


Рис. 3.8. Уплотнение одностороннего действия (одинарное) для температур от -40 до $+105$ °С и $p = 1$ МПа

Условное обозначение торцовых уплотнений. Торцовое уплотнение имеет обозначение, например, 133/133.040.441КК ОСТ 26-06-1423. Здесь 133/133 — тип двойного торцового уплотнения; 040 — диаметр вала или втулки (40 мм) в месте установки торцового уплотнения; 441КК — условное обозначение материалов, из кото-

рых изготовлены детали уплотнений; на первом месте стоит индекс материала вращающегося кольца, на втором — материала неподвижного кольца, на третьем — материала вторичного уплотнительного элемента, КК — индексы материалов пружины и остальных деталей торцового уплотнения.

Торцовые уплотнения для слабоагрессивных жидкостей. Такие уплотнения применяют в насосах, перекачивающих водные растворы, нефтепродукты и другие жидкости, в которых стойки резиновые детали уплотнения. Конструкции вторичных уплотнений могут быть контактного и сифонного типов.

Уплотнение типа 132 (рис. 3.8, табл. 3.2) — одинарное торцовое уплотнение. Применяют в насосах самого широкого назначения, перекачивающих жидкости при давлении до 1 МПа (10 кгс/см^2), температуре $-40...+105$ °С, объемной доле твердых включений до 4 %. В конструкции используют резиновый сиффон и пружину волнистого типа. Уплотнение устанавливают на гладком валу (втулке).

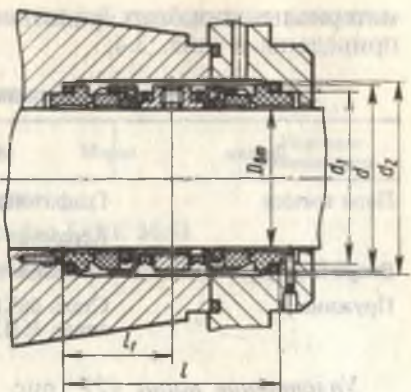
3.2. Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений типа 132, мм

Типоразмер	$D_{ш}$	d	d_1	d_2	l
132.020	20	34	29	35	36
132.022	22	36	31	37	36
132.028	28	42	37	43	36
132.033	33	47	42	48	36
132.040	40	56	52	58	41,5
132.048	48	64	58	66	42,5
132.055	55	71	67	75	43,5
132.070	70	90	84	92	55,5
132.080	80	104	95	105	58,5
132.090	90	114	105	115	58,5
132.110	110	134	125	135	61,5
132.130	130	154	145	155	61,5

Рис. 3.9. Двойное торцовое уплотнение для слабоагрессивных сред

Уплотнение может быть установлено в камере, отвечающей требованиям Международного стандарта ИСО 3069, что позволяет при необходимости заменить его мягким сальником без переделки деталей насоса.

Уплотнение типа 231 — двойное торцовое уплотнение (рис. 3.9, табл. 3.3). Применяют в насосах, установленных во взрывоопасных помещениях, для перекачивания жидкости при давлении до 2 МПа (20 кгс/см²), температуре —40...+120 °С, объемной доле твердых включений до 1,5 %. В конструкции используют кольца круглого сечения и пружины волнистого типа. Уплотнение устанавливают на гладком валу (втулке). В камеру уплотнения подается затворная жидкость под давлением, превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением на 0,1...0,15 МПа (1...1,5 кгс/см²).



3.3. Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений типа 231, мм

Типоразмер	$D_{\text{вт}}$	d	d_1	d_2	l	l_1
231/231.033	33	47	42	48	76	38
231/231.040	40	56	52	58	84	42
231/231.048	48	64	58	66	86	43
231/231.055	55	71	67	75	89	44,5
231/231.070	70	90	84	92	100	50
231/231.090	90	114	105	115	111	55,5

Уплотнение может быть установлено в камере, отвечающей требованиям Международного стандарта ИСО 3069.

Торцовые уплотнения для высокоагрессивных сред. Применяются в насосах, перекачивающих высокоагрессивные растворы и кислоты.

Отличительная особенность уплотнений этой группы — применение фторопластового сильфона, защищающего детали подвижного элемента от соприкосновения с перекачиваемой жидкостью. Единственная металлическая деталь в уплотнении — пружина, защищенная от воздействия высокоагрессивных утечек перекачиваемой среды поливинилхлоридной трубкой. Основные

материалы торцовых уплотнений для высокоагрессивных сред приведены в табл. 3.4.

3.4. Материалы торцовых уплотнений для высокоагрессивных сред

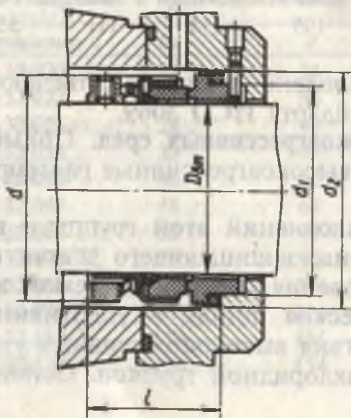
Детали	Материал	Условное обозначение материала
Пара трения	Графитопласт Ф4К20	5
	Керамика ЦМ 332	7
Вторичное уплотнение	Фторопласт 4ПН	1
Пружина	Сталь 06ХН28МТД, сплав 36НХТЮ	И

Уплотнение типа 422 (рис. 3.10, табл. 3.5) — одинарное торцовое уплотнение. Применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,3 МПа (3 кгс/см²), температуре —40...+80 °С, объемной доле твердых включений не более 0,1 %.

3.5. Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений типа 422, мм

Типоразмер	$D_{\text{шт}}$	d	d_1	d_2	l
422.033	33	34	76	88	93
422.048	48	49	95	103	98
422.055	55	56	102	112	98
422.070	70	71	118	128	102

Торцовые уплотнения для агрессивных сред. Применяют в насосах, перекачивающих растворы солей, щелочи, растворители, органические и неорганические кислоты и другие среды, не разрушающие металлические детали уплотнений.



Отличительная особенность уплотнений этой группы — применение фторопласта в качестве вторичного уплотнения (табл. 3.6), изготавливаемого в виде конического кольца. При правильно подобранных парах трения применение уплотнений для более агрессивных

Рис. 3.10. Уплотнение одностороннего действия для агрессивных сред

сред ограничивается только коррозионной стойкостью металлических деталей.

3.6. Материалы торцовых уплотнителей для агрессивных сред

Марка	Условное обозначение	Марка	Условное обозначение
<i>Пара трения</i>			
Графит ГАКК 30/63	1	Графит ГАКК 30/63	1
Графит АГ-1500, пропитанный сплавом олова и свинца	3	Графит ГАКК 60/25	2
Графит ГАКК 55/40	4		
Графитофторопласт Ф4К20	5		
Керамика ЦМ 332	7	Сталь 95Х18	6
		Твердый сплав ВК-4	8
<i>Вторичное уплотнение</i>			
Фторопласт 4ПН	1	Резина 1287	0
<i>Основные металлические детали</i>		Резина 51 2113	3
Сталь 12Х18Н9Т	К	Резина ИРП 1314	5
Сталь 10Х17Н13М2Т	Е	Резина ИРП 1375	—
Сталь 06ХН28МДТ	И	Резина ИРП 1258	7
		Резина 3826с	8
		Резина 51-1473	9

Уплотнение типа 133 (рис. 3.11, табл. 3.7) одинарное (одностороннего действия). Применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 1 МПа, температуре $-40...-100^{\circ}\text{C}$, объемной доле твердых включений до 0,1 %. В уплотнениях типа 133 используется центральная волнистая пружина. Уплотнения могут быть установлены в камере, отвечающей требованиям Международного стандарта ИСО 3069, что позволяет в случае необходимости заменить их мягким сальником без переделки деталей насоса.

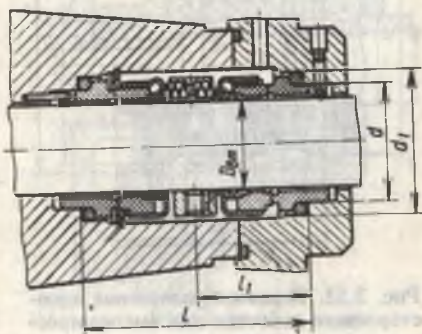


Рис. 3.11. Двойное торцовое уплотнение для слабоагрессивных сред

3.7. Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений типа 133, мм

Типоразмер	$D_{\text{пр}}$	d	d_1	l
133.070	70	90	84	60
133.090	90	114	105	65

Уплотнение типа 153 — двойное торцовое уплотнение (рис. 3.12, табл. 3.8). Применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 1 МПа (10 кгс/см²), температуре —40...+200 °С, объемной доле твердых включений до 1,5 %. В конструкции используют набор мелких пружин. В камеру уплотнения подается затворная жидкость под давлением, превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением на 0,1...0,15 МПа (1...1,5 кгс/см²).

3.8. Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений типа 153, мм

Типоразмер	$D_{\text{пр}}$	d	d_1	d_2	l
153/153.033	33	42	48	76	38
153/153.040	40	52	58	84	42
153/153.048	48	58	66	86	43
153/153.055	55	67	75	89	44,5
153/153.070	70	84	92	100	50
153/153.090	90	105	115	111	55,5

Уплотнение может быть установлено в камере, отвечающей требованиям Международного стандарта ИСО 3069.

Уплотнение типа 3А (рис. 3.13, табл. 3.9) — одинарное торцо-

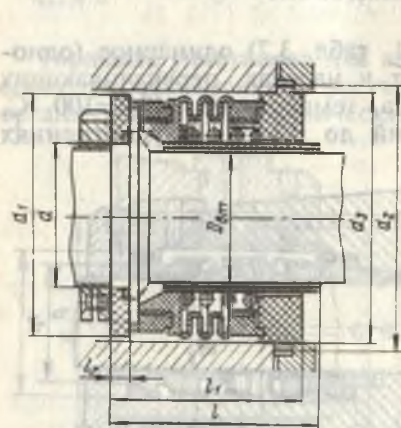


Рис. 3.12. Торцовое уплотнение одно-стороннего действия для высокоагрессивных сред

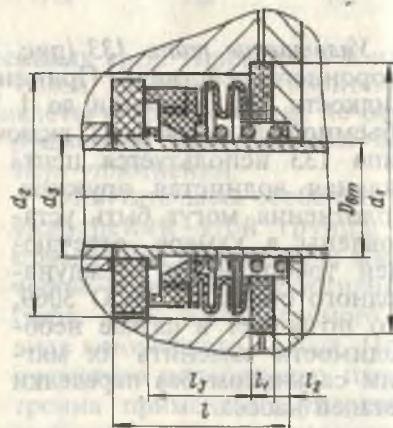


Рис. 3.13. Уплотнение с фторопластовым сильфоном

вое уплотнение. Применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,3 МПа (3 кгс/см²), температуре —40...+80 °С, объемной доле твердых включений не более 0,1 %.

3.9. Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений типа 3А

Типоразмер	$D_{\text{пр}}$	d_1	d	d_2	l	h_1	h_2	h_3
3A40A	40	94	5	42,5	58	7	0	39
3A50	50	106	8	52,5	68	5,5	10	40
3A60	60	116	10	64,5	68	5,5	10	40

Установка сальников или торцового уплотнения в насосе показана на рис. 3.14. Гильза уплотнения и коробка могут быть заменены соответственно избранному типу уплотнения. Комбинации антифрикционных материалов для изготовления торцовых уплотнений можно использовать и для изготовления данного уплотнения.

Уплотнение можно применять при давлении до 6,0 МПа и в вакууме в диапазоне температур —40...+280 °С.

Для работы в предельных условиях эксплуатации с температурой —200...+400 °С и давлении до 4,0 МПа при перекачивании агрессивной жидкости разрабатываются торцовые уплотнения простого действия с сильфоном из металлических материалов.

Торцовые уплотнения в насосах для перекачивания абразивных жидкостей для условий высокого вакуума. В условиях высокого вакуума применяют торцовые уплотнения двойного действия (рис. 3.15, а). Уплотнение состоит из двух уплотнений простого действия. Давление на контактных поверхностях создается при помощи нажимной пружины, расположенной между уплотнениями, и давлением уплотнениями, и давлением запирающей жидкости.

Это уплотнение применяют при высоком вакууме и давлении до 2,0 МПа. Диапазон температур составляет от —60 до

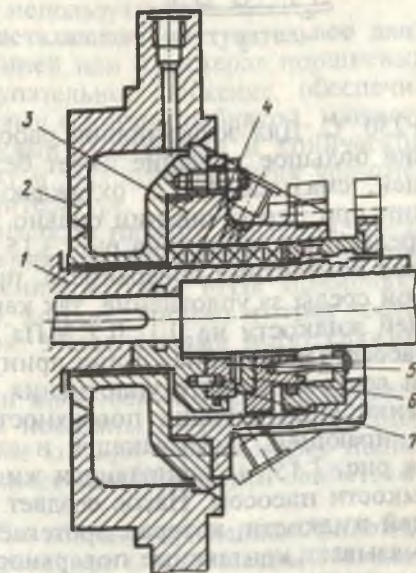
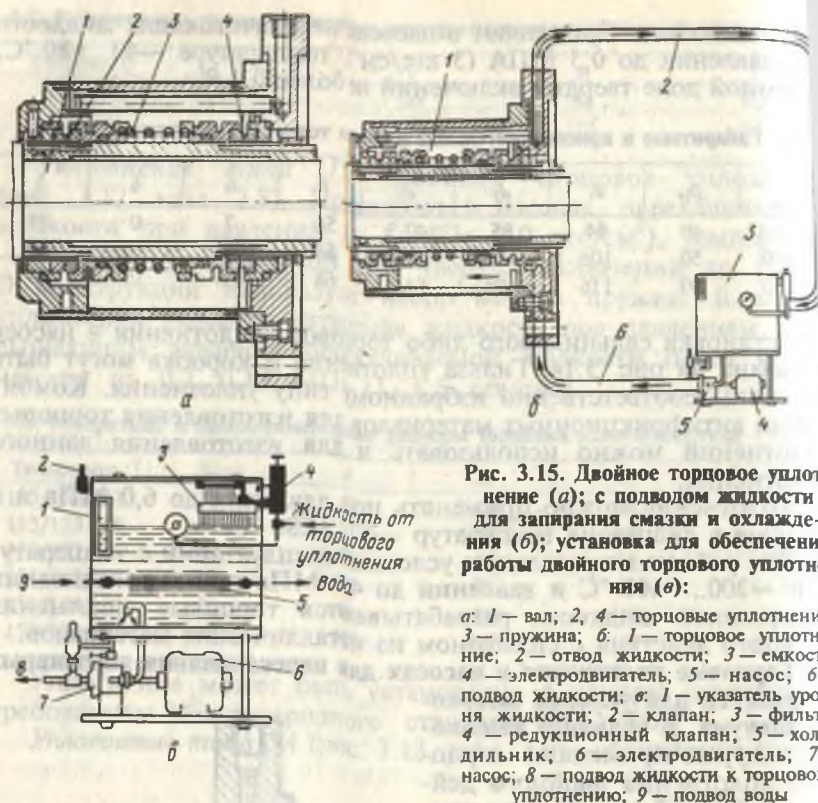


Рис. 3.14. Установка торцового или сальникового уплотнения в насосе:
1 — сальник; 2 — крышка сальника; 3 — гильза; 4 — вал; 5 — фланец; 6 — прокладка; 7 — штифт



+250 °С. Для эффективной работы уплотнений двойного действия большое значение имеет безупречная циркуляция запирающей, смазывающей и охлаждающей жидкости. Схема циркуляции при перекачивании сильно коррозирующей или абразивной среды представлена на рис. 3.15, б. Система охлаждает и смазывает контактные поверхности, препятствует выходу перекачиваемой среды за уплотнение, так как избыточное давление запирающей жидкости на 0,1...0,2 МПа больше внутреннего давления в насосе. Приведенная схема принудительной циркуляции жидкости вокруг двойного уплотнения гарантирует достаточное охлаждение уплотняющих поверхностей. Установка для циркуляции запирающей, смазывающей и охлаждающей жидкости показана на рис. 3.15, в. Запирающая жидкость засасывается из запасной емкости насосом. Насос создает необходимое давление запирающей жидкости, которая протекает через уплотнение, охлаждает и смазывает контактные поверхности двойного уплотнения и через редукционный клапан и фильтр возвращается в емкость. Сниже-

ние температуры запирающей жидкости осуществляется с помощью дополнительного холодильника. Используя масло в качестве запирающей жидкости, необходимо выбирать жидкие масла с высоким коэффициентом теплопередачи, хорошими смазочными свойствами и высокой точкой кипения. Запирающая жидкость должна соответствовать перекачиваемой среде и не иметь никаких примесей.

При уплотнении полости с вакуумом следует учитывать давление парообразования запирающей жидкости. При низком давлении используют водные эмульсии, а при более высоком вакууме — силиконовые или специальные высоковакуумные масла. Запирающая жидкость должна быстро охлаждаться. В непосредственной близости от контактных поверхностей должна сохраняться низкая температура. При температуре на входе 20 °С разность температур для отводящего трубопровода должна составлять 20 °С. В обычных условиях эксплуатации расход хладагента составляет 5 л/мин. В процессах, связанных с изменением внутреннего давления, рекомендуется регулировать давление запирающей жидкости посредством дифференциального регулятора. Кроме установок для циркуляции запирающей жидкости применяют напорные установки, работающие по термосифонному принципу. Напорную емкость для запирающей жидкости располагают над уплотнением, чтобы обеспечить необходимую циркуляцию жидкости. Размеры сечения трубы должны соответствовать размерам присоединительных элементов. Форма трубопровода должна быть простой. Для создания давления используют азот.

Уплотнения элементов, осуществляющих поступательное движение. Уплотнение штоков поршней или плунжеров поршневых насосов, осуществляющих поступательное движение, обеспечивается сальниковыми уплотнениями с мягкой набивкой, манжетными уплотнениями, уплотнениями П-образной и конической форм. Рекомендации по монтажу и эксплуатации этих уплотнений приведены в специальной литературе.

Для уплотнения поршневых насосов низкого давления, когда $p = 2,5 \dots 3,0$ МПа, обычно применяют хлопчатобумажную набивку. В диапазоне средних давлений 4,0...8,0 МПа применяют внешние манжетные уплотнения, которые состоят из трех последовательно уложенных прокладок. Уплотнениями могут служить конические кольца.

Уплотнения с тремя кольцами конической формы с соответствующими упорными кольцами показаны на рис. 3.16. Дополнительно предусмотрено фонарное кольцо, через которое подводится запирающее масло с высокими смазывающими свойствами или отводятся протечки.

При давлении свыше 8,0 МПа обычно применяют уплотнение с поджимной пружиной. Уплотнение с коническими кольцами и поджимной пружиной показано на рис. 3.16, б. Такие

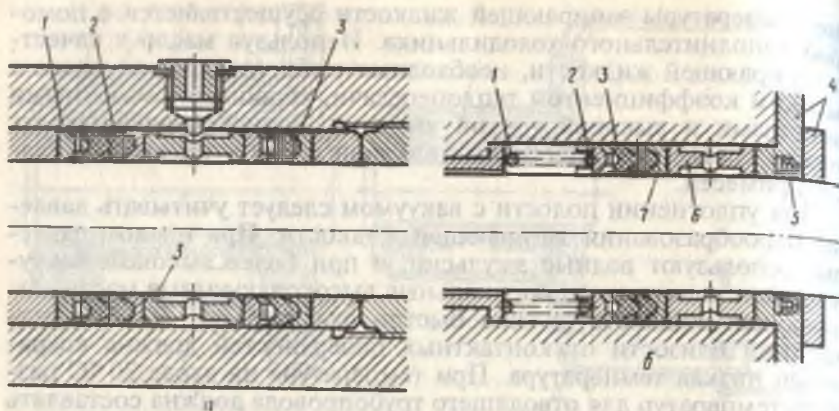


Рис. 3.16. Уплотнение плунжера:

а — конусными кольцами: 1 — поджимное кольцо; 2 — конусное кольцо; 3 — кольцо гидрозатвора; *б* — при нагрузке от пружины: 1 — нажимная пружина; 2 — поджимающее кольцо; 3 — конусное кольцо; 4 — крышка сальника; 5 — внутренняя манжета; 6 — кольцо гидрозатвора; 7 — поджимающее кольцо

уплотнения обеспечивают равномерное распределение нагрузки, характеризуются продолжительным сроком службы и малым трением. Нагрузка на уплотнение соответствует уплотняемому давлению. Запирание жидкостью выполняет ту же функцию, что и в уплотнении без поджимной пружины. Чтобы препятствовать выходу запирающей жидкости наружу, в крышке сальника предусмотрено внутреннее манжетное уплотнение.

Конструкции уплотнений, показанные на рис. 3.16, *а*, *б*, могут быть изменены при использовании других уплотнительных колец. Правильный выбор материала способствует надежной работе уплотнений.

3.4. КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ. ПРИМЕНЕНИЕ ИХ В НАСОСАХ

Различают подшипники скольжения и качения. Классификация подшипников дана на рис. 3.17. Схемы радиальных и упорных подшипников скольжения гидродинамического и гидростатического типов, применяемых в насосах, приведены на рис. 3.18, 3.19. Методы расчетов подшипников качения описаны в специальной литературе.

Силы, действующие на подшипники. Подшипники воспринимают статические и динамические радиальные или осевые нагрузки. Обычно на подшипники действуют одновременно и радиальные, и осевые нагрузки. Различают насосы с выносными и встроенными подшипниками. Насосы с выносными подшипни-



Рис. 3.17. Классификация подшипников

ками применяют для перекачивания всех жидкостей, со встроенными — самосмазывающих (в некоторых случаях и для несамосмазывающих).

Подшипники выбирают соответственно заданным условиям (линейная и окружная скорость, радиальное или осевое усилие, температура окружающей среды или рабочая температура, вид смазки).

В поршневых насосах вследствие нестабильной работы особенно высокие требования предъявляют к подшипникам по их нагрузке. Силы, действующие на поршень, передаются на коленчатый вал через направляющую крейцкопфа, подшипник пальца крейцкопфа и подшипник шатуна. Подшипники воспринимают динамические радиальные нагрузки, и только

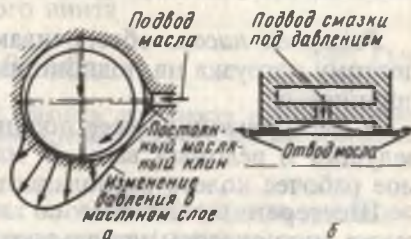


Рис. 3.18. Радиальный подшипник скольжения:

а — гидродинамического типа; б — гидростатического типа

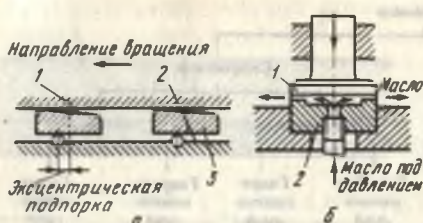


Рис. 3.19. Упорный подшипник скольжения:

a — гидродинамического типа; *б* — гидростатического типа; 1 — вращающийся элемент; 2 — невращающийся элемент; 3 — качающийся сегмент

подшипник пальца крейцкопфа нагружен статической радиальной нагрузкой. Сила, действующая радиально на подшипник пальца крейцкопфа и подшипник шатуна в верхней мертвой точке (силы инерции можно не учитывать до $n = 250 \text{ мин}^{-1}$), равна статическому усилию на поршень:

$$F_r = F_{ст} = pS, \quad (3.1)$$

где F_r — радиальная сила; H ; $F_{ст}$ — статическое усилие на поршень, H ; p — полное давление, Па ; S — площадь рабочей поверхности поршня, м^2 .

Нормальное давление крейцкопфа, воспринимаемое его направляющей,

$$F_H = F_{ст} \text{tg} \beta, \quad (3.2)$$

где β — угол поворота шатуна, град.

Радиальная сила, действующая на коренной подшипник в верхней мертвой точке, без учета влияния инерции и угла поворота:

для одноцилиндрового насоса (симметричное расположение)

$$F_r = F_{ст}/2, \quad (3.3)$$

для трехцилиндрового насоса (два цилиндра работают одновременно)

$$F_r = F_{ст} \left(2 - \frac{2a + b}{c} \right), \quad (3.4)$$

где a — расстояние от подшипника до цилиндра со стороны привода, м ; b — расстояние между цилиндрами, м ; c — расстояние между подшипниками, м .

Роторные насосы обеспечивают стабильную подачу жидкости, поэтому нагрузка на подшипники у них не такая большая, как у поршневых.

У **шестеренных насосов** подшипники устанавливают только на ведущий и ведомый валы. У малых шестеренных насосов ведомое рабочее колесо располагают на оси.

Шестеренные насосы со встроенными подшипниками, а также микронасосы используют для самосмазывающих и вязких жидкостей.

Динамические радиальные нагрузки, воспринимаемые подшипниками, зависят от полного давления, развиваемого насосом. Радиальную силу, действующую на вал, определяют по формуле

$$F_r \cong 0,8 d_k b p, \quad (3.5)$$

где F_r — радиальная сила, Н; d_k — диаметр окружности головки шестерен, м; b — ширина шестерен, м; p — полное давление, Па.

Осевые нагрузки возникают только у насосов с косозубыми шестернями.

Одновинтовые насосы имеют только выносные подшипники. Для ведущего вала предусматривают специальный кронштейн. Ведущий вал и опорный узел воспринимают небольшую радиальную нагрузку, передающуюся через шарнирный вал. Полное давление, действующее на торец винта, создает осевое усилие

$$F_o \cong (f_s - f_{ш}) p, \quad (3.6)$$

где F_o — осевое усилие, Н; f_s — площадь торца винта, м²; $f_{ш}$ — площадь шарнирного вала, м²; p — полное давление, Па.

Многовинтовые насосы могут иметь как встроенные, так и выносные подшипники. Винт устанавливают не на кронштейн, а на радиальные подшипники в герметичном корпусе. Радиальные силы на среднем винте уравниваются. Вспомогательные винты передают на герметичный корпус усилия от радиальных составляющих полного давления.

Радиальные и осевые усилия определяют из следующих уравнений:

радиальное усилие вспомогательного винта

$$F_{r\text{всп}} \cong 1,4 d_0^2 p; \quad (3.7)$$

осевое усилие среднего (ведущего) винта

$$F_{r\text{ср}} \cong 2,53 d_0^2 p; \quad (3.8)$$

осевое усилие вспомогательного винта

$$F_{o\text{всп}} \cong 0,42 d_0^2 p. \quad (3.9)$$

Здесь d_0 — нормальный диаметр винта (диаметр окружности впадин ведущего винта равен диаметру окружности головок вспомогательного винта); p — давление нагнетания, Па.

В двух поточных многовинтовых насосах осевая сила уравнивается противоположным расположением винтов.

Лопастные насосы обеспечивают стабильную подачу жидкости.

Несмотря на это, на подшипники передаются значительные нагрузки. Подшипники нагружены радиальными статическими и динамическими усилиями, которые возникают в спиральном корпусе в результате неравномерной работы межлопастных каналов рабочего колеса и влияния собственной массы ротора. В рабочих колесах возникают также осевые усилия вследствие того, что развиваемое давление действует на разные площади поверхностей рабочих колес. У многоступенчатых центробежных насосов осевые усилия достигают больших значений. Эти усилия уравниваются гидравлической разгрузкой или противоположным расположением рабочих колес. У некоторых насосов (частота вращения $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$) подшипники работают при относительно высоких окружных скоростях.

К встроенным подшипникам центробежных насосов предъявляют высокие требования. Указанные выше нагрузки воспринимаются подшипниками при неблагоприятных условиях смазки. Рабочие жидкости бывают не только самосмазывающимися, но и несамосмазывающимися и даже абразивными, агрессивными и легкокипящими. Если перекачивают загрязненные жидкости, то для циркуляции смазки в подшипнике предусматривается специальный фильтр. Загрязнение вызывает преждевременный износ подшипника.

В центробежных горизонтальных насосах осевое усилие складывается из нескольких сил; на осевое усилие оказывает влияние масса ротора.

Полную осевую силу, направленную в сторону всасывания, для горизонтального центробежного насоса ориентировочно рассчитывают по формуле

$$F_o = F_{o, \text{вт}} \pm F_{1oc} + F_{2oc} - F_{3oc}. \quad (3.10)$$

Сила, обусловленная наличием вакуума на входе в насос, определяется выражением

$$F_{o, \text{вт}} = f_{\text{вт}} p_0. \quad (3.11)$$

При подпоре на входе насоса эта сила действует в противоположном направлении.

Силу, обусловленную влиянием диаметров уплотнительных колец со стороны всасывания и нагнетания, рассчитывают по формуле (сила действует в направлении большего уплотнительного кольца; если оба диаметра равны, то эта сила не возникает)

$$F_{1oc} = g \pi (r_{y2}^2 - r_{y1}^2) \left[H_p - \left(r_2^2 - \frac{r_{y2}^2 - r_{y1}^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{2g} \right]. \quad (3.12)$$

За уплотнительным зазором в основном диске колеса действу-

ет сила, которая зависит от числа и размеров разгрузочных отверстий в рабочем колесе в дроссельной щели, в уплотнении:

$$F_{20c} \approx (0,2 \dots 0,3) g p \left(r_d^2 - r^2 \right) \left[H_p - \left(r^2 - \frac{r_y^2 + r^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8g} \right]. \quad (3.13)$$

В результате поворота потока, поступающего в рабочее колесо, возникает динамическая сила, которая вызывает усилие, направленное в сторону нагнетания. Это усилие мало и на практике им обычно пренебрегают:

$$F_{30c} = Q r c_s. \quad (3.14)$$

В формулах (3.11)–(3.14) приняты следующие обозначения: p_0 — давление на стороне всасывания, Па; $f_{вт}$ — площадь втулки, m^2 ; ρ — плотность подаваемой жидкости, kg/m^3 ; r_y , r_{y1} , r_{y2} — радиусы уплотнительных колец, м; H_p — потенциальный напор за рабочим колесом, м; r — наружный радиус рабочего колеса, м; ω — угловая скорость, $1/c$; g — ускорение свободного падения, m/c^2 ; Q — объемная подача, m^3/c ; c_s — скорость на всасывании, m/c .

В зависимости от нагрузки на подшипник и вида перекачиваемой жидкости материалом для подшипников скольжения служат серый чугун, металлокерамика и антифрикционные сплавы в паре с углеродистой или хромистой сталью.

Многообразие конструкции лопастных насосов обуславливает применение подшипников различных конструкций. В малых и средних насосах для перекачивания чистых и слегка загрязненных жидкостей использована комбинация из встроенного и выносного подшипников. Конец вала со стороны привода установлен в радиальном шарикоподшипнике, который воспринимает радиальные и осевые усилия. Свободный конец вала со стороны насоса расположен внутри насоса на подшипнике скольжения, выполненном из антифрикционного сплава и стали. В одноступенчатых насосах с выносным подшипником и со стандартными опорными кронштейнами для перекачивания жидкостей температурой до $120^\circ C$ применяют радиальные шарикоподшипники с канавками. Если температура жидкости повышается до $400^\circ C$, то применяют комбинированные опоры: радиальные подшипники скольжения и упорный шарикоподшипник с канавками. Многоступенчатые центробежные насосы с напором до 200 м работают с подшипниками качения; при напоре выше 200 м — с радиальными подшипниками скольжения. Упорные подшипники для этих насосов не нужны, потому что сами насосы оборудованы гидравлическим разгрузочным устройством осевой силы.

Одно- и многоступенчатые центробежные насосы, имеющие только встроенные подшипники, относятся к герметичным насосам. Подшипники качения применяются только при перекачивании чистых самосмазывающих жидкостей. В насосах, использу-

мых для перекачивания несамосмазывающих жидкостей, используют лишь радиальные и осевые подшипники скольжения. Жидкости могут быть кислыми, нейтральными и щелочными. Материалом для изготовления подшипников являются графит, баббит, антифрикционные сплавы, резина, твердые сплавы в паре с углеродистой или хромистой сталью.

В направляющих крейцкопфа, пальца крейцкопфа и шатуна поршневых насосов возвратно-поступательного действия применяют исключительно подшипники скольжения. Материалом для подшипников служат баббит, серый чугун, металлокерамика и антифрикционные сплавы в паре с термообработанной или не термообработанной сталью. В малых и средних поршневых насосах возвратно-поступательного действия двухопорный вал покоится в подшипниках скольжения или качения.

Многоколенчатые валы крупных насосов опираются на подшипники скольжения. Для шестеренных насосов с выносными подшипниками выбирают обычно радиальные шарикоподшипники с цилиндрическими роликами. Так как одновинтовые насосы с выносными подшипниками имеют высокую осевую нагрузку, наряду с радиальными устанавливают и радиально-упорный шарикоподшипник. Внутренние опоры шестеренных насосов выполняют в виде подшипников скольжения с упорным буртом. Внутренние опоры многовинтовых насосов представляют собой втулки в корпусе. Втулки играют роль радиальных подшипников. Для восприятия осевых сил предусмотрен шарикоподшипник.

Выбор смазочных материалов. Определяется следующими факторами: типом подшипника, нагрузкой, температурой, требованиями к уплотнению и технико-экономическими показателями. Смазочные материалы применяют для уменьшения силы трения в подшипниках. Предельно допустимая температура жидкости в насосе определяет и допустимую температуру подшипника.

Подшипники скольжения *поршневых насосов* возвратно-поступательного действия смазывают маслом. Рекомендуются очищенные масла вязкостью 30...52 сСт при 50 °С.

Малые и средние поршневые насосы возвратно-поступательного действия смазывают разбрызгиванием. Предельная допустимая температура подшипника 60 °С. В более мощных поршневых насосах применяют циркулярную смазку под давлением. Предельная температура подшипника в этом случае 40 °С.

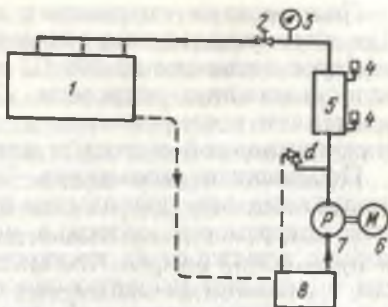
Схема принудительной циркуляционной системы смазки поршневого насоса представлена на рис. 3.20.

Выбор системы смазки шестеренных и винтовых насосов со встроенными подшипниками однозначно определяется видом перекачиваемых жидкостей. Это — смазывающие, особо чистые масла и вязкие жидкости температурой до 80 °С.

Для смазывания подшипников скольжения *многоступенчатых центробежных насосов* рекомендуются очищенные масла или

Рис. 3.20. Система смазки поршневого насоса:

1 — поршневой насос; 2 — вентиль; 3 — манометр; 4 — термометр; 5 — охладитель с фильтром для масла; 6 — приводной двигатель; 7 — масляный насос; 8 — бак для масла



масляные дистилляты вязкостью от 25 до 38 сСт при 50 °С. Применяемые системы смазки разнообразны. Для перекачиваемых жидкостей температурой до 150 °С применяют подшипники с кольцевой смазкой, корпуса которых имеют водяное охлаждение. Циркуляционную смазку под давлением применяют только при температуре перекачиваемой жидкости выше 150 °С.

В крупных насосах независимо от температуры перекачиваемой жидкости применяют циркуляционную систему смазки под давлением. Циркуляционная система смазки под давлением многоступенчатого центробежного насоса показана на рис. 3.21. Центробежные насосы со встроенными подшипниками смазываются только перекачиваемой жидкостью. Химическая стойкость и конструкция подшипников определяют в основном вид перекачиваемых жидкостей и соответственно систему смазки.

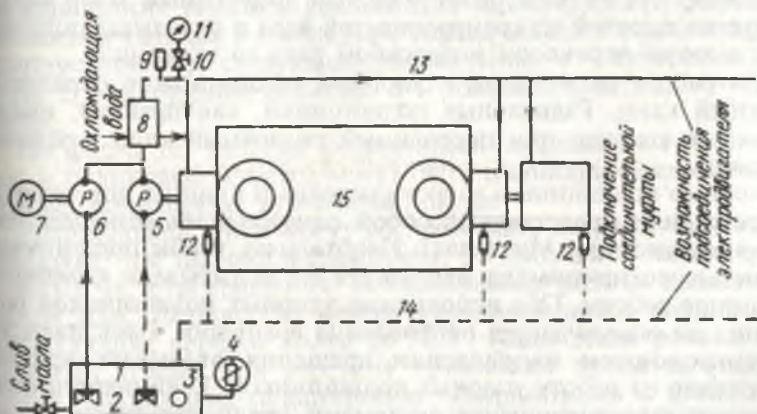


Рис. 3.21. Система смазки многоступенчатого насоса:

1 — бак для масла; 2 — приемный клапан; 3 — нагревательный элемент; 4 — термометр сопротивления; 5 — рабочий насос с перепускным клапаном для перекачивания масла; 6 — пускорезервный насос с перепускным клапаном для перекачивания масла; 7 — приводной двигатель; 8 — фильтр и охладитель для масла; 9 — термометр; 10 — заслонка; 11 — манометр; 12 — контроль протекания масла (смотровое окно); 13 — напорный трубопровод; 14 — сливной трубопровод; 15 — многоступенчатый центробежный насос

Подшипники скольжения промываются рабочей жидкостью. Для этого используется давление, создаваемое насосом. При температуре жидкости до 100 °С теплота от подшипника передается непосредственно жидкости. При более высоких температурах применяют изолированную от перекачиваемой жидкости систему циркуляционной смазки, в которой предусмотрен холодильник.

Подшипники скольжения. Эффективная работа подшипников скольжения при правильном выборе материала зависит от качества поверхности, зазора в подшипнике, точности размеров и формы, а также от их жесткости. Качество поверхности скольжения определяет несущую способность подшипника (чем меньше высота микронеровностей, тем выше несущая способность). Высота микронеровностей имеет большое значение при малой вязкости смазки. Для подшипников, смазываемых маслом, высота микронеровностей составляет 4 мкм. Полирование позволяет уменьшить высоту микронеровностей до 1 мкм.

Несущую способность подшипника определяет также размер зазора в подшипнике, т. е. разность диаметров вала и вкладыша. При малых зазорах несущая способность выше. Относительные зазоры подшипников составляют 0,5...2,5 %, причем меньшие зазоры соответствуют жидкостям низкой вязкости, а большие зазоры — смазочным маслам. Величина зазоров дана для подшипников с нормальной рабочей температурой. Если материалы подшипников имеют разные коэффициенты линейного расширения, то зазор в холодном подшипнике выполняют соответственно больше или меньше. Минимальный допустимый зазор характеризуется высотой микронеровностей вала и вкладыша подшипника, а также перекосом и прогибом вала во вкладыше.

При работе радиальных и упорных подшипников образуется масляный клин. Радиальные подшипники, как правило, имеют смазочные канавки или постоянный смазочный клин в заливке вкладыша.

Упорные подшипники имеют смазочный клин на поверхности вкладыша или представляют собой *самоустанавливающиеся системы* (подшипники Митчелла). Необходимо, чтобы подшипники полностью воспринимали нагрузку и не испытывали колебаний в процессе работы. Оба исполнения упорных подшипников рассчитаны на определенное направление вращения. Пуск насоса в противоположном направлении вращения оказывает вредное воздействие на работу упорных подшипников. Если подшипники с самоустанавливающимися системами предполагают использовать для работы с переменным направлением вращения, то необходима соосная опора. В этом случае несущая способность подшипников снижается на 30 %.

Овальность и конусность в радиальных подшипниках не должны превышать 10 мкм. В таких же пределах должна быть и плоскостность упорных подшипников. Несмотря на самые высокие

требования к точности изготовления, конструктивные мероприятия должны обеспечить прилегание опорного диска к упорному.

Подшипники скольжения обычно выполняют из материалов различной твердости. Для вращающихся валов выбирают более твердые материалы, для неподвижных вкладышей — более мягкие. Это же относится и к упорным подшипникам. При изготовлении опор из мягкой стали для повышения твердости валы сульфидируют.

Подшипники качения. По сравнению с подшипниками скольжения имеют ряд преимуществ: меньший расход мощности на трение, в связи с этим незначительный нагрев; более простое обслуживание и меньший расход смазочных материалов; более высокую точность и меньшую стоимость вследствие стандартизации и крупносерийного производства. К недостаткам подшипников качения относятся высокие контактные напряжения и в связи с этим ограниченный рабочий ресурс; большая чувствительность к ударным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции; большие радиальные размеры; повышенный шум. Подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора. Наружные и внутренние кольца имеют беговые дорожки (желобки), по которым перекатываются тела качения. Сепаратор служит для удержания тел качения на равном расстоянии друг от друга. Тела качения представляют собой шарики или ролики. Наружное и внутреннее кольца служат для соединения подшипника с корпусом и валом. Кольцо, сопрягаемое с вращающейся деталью, устанавливается неподвижно и передает на подшипник внешнее усилие. Для характерных размеров подшипников качения в стандартах, справочниках и технической литературе приняты следующие обозначения: d — внутренний диаметр; D — наружный диаметр; B — толщина (высота); r — радиус фасок.

По форме тел качения подшипники подразделяют на шариковые и роликовые. Ролики могут быть цилиндрические, бочкообразные, конические, игольчатые, витые.

Роликоподшипники могут воспринимать нагрузку, на 70...90 % большую, чем шарикоподшипники, но допускают меньшие предельные частоты вращения. Бочкообразные ролики используют в двухрядных сферических самоустанавливающихся подшипниках, допускающих перекос колец до 2...3°. Конические ролики с различными углами при вершине применяют преимущественно в упорно-радиальных подшипниках. Подшипники с игольчатыми роликами имеют малые размеры в радиальном направлении. Подшипники с витыми роликами способны воспринимать большие радиальные ударные нагрузки.

По способности воспринимать нагрузку определенного направления подшипники делят на радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

Радиальные подшипники с цилиндрическими роликами вос-

принимает большую, но только радиальную нагрузку. Радиальные шарикоподшипники воспринимают преимущественно радиальную и некоторую осевую нагрузку. Радиально-упорные подшипники могут иметь угол контакта α^* от 0 до 45° . С увеличением угла α осевая грузоподъемность подшипника возрастает за счет уменьшения радиальной. Упорные подшипники предназначены для восприятия только осевой нагрузки.

По способности самоустанавливаться подшипники делят на самоустанавливающиеся — сферические и несамоустанавливающиеся — все остальные шарико- и роликоподшипники. Самоустанавливающиеся подшипники нормально работают при значительных (до $2...3^\circ$) перекосах внутреннего кольца относительно наружного.

По числу рядов тел качения подшипники разделяют на одно-, двух-, четырех- и многорядные.

По соотношению габаритных размеров, определяющих грузоподъемность и долговечность, подшипники качения разделяются на серии, отличающиеся диаметрами наружного кольца и шириной подшипника. Различают сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю, тяжелую, легкую широкую и среднюю широкую серии. Наиболее часто применяют легкую, легкую широкую, среднюю и среднюю широкую серии.

По точности изготовления и вращения подшипники разделяются на классы: 0; 6; 5; 4; 2 (ГОСТ 520—71). Класс точности характеризует допустимые отклонения размеров наружного и внутреннего диаметров и ширины кольца от номинальных, а также допуски на радиальное и осевое биение колец. Для большинства криожидкостных насосов применяют нормальный класс точности 0.

Если требуемая точность вращения вала с точки зрения радиального и осевого биения не обеспечивается, то применяют подшипники повышенного (6), высокого (5), прецизионного (4) или сверхпрецизионного (2) классов точности.

Все классификационные признаки подшипников находят отражение в их условных обозначениях (см. приложение), состоящих из арабских цифр. Характеристики подшипников, обозначаемые цифрами, приведены ниже.

Цифры (справа налево)

4 2

4 7

4 6

Характеристика

Внутренний диаметр подшипника

Серия

Тип

Конструктивные особенности

Угол контакта α — угол наклона линии давления шарика в контакте с наружным кольцом к средней плоскости подшипника; для конического роликоподшипника — Угол наклона дорожки качения наружного кольца к оси вала.

Значения d от 1 до 9 мм соответствуют первой справа цифре шифра. Внутренние диаметры 10, 12, 15 и 17 мм обозначаются соответственно 00, 01, 02, 03. Диаметры от 20 до 495 мм обозначаются цифрами, соответствующими диаметру (в мм), деленному на 5.

Согласно стандарту СЭВ 402, который распространяется на шариковые и роликовые радиальные, радиально-упорные и упорные подшипники, одному внутреннему диаметру d соответствует серия наружных диаметров D 7; 8; 9; 0; 1; 2; 3; 4; 5, а каждому значению $D-d/2$ — толщины колец соответствует серия ширин (высот) B 7; 8; 9; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6.

В серии диаметров D наименьшим является ряд 7, а наибольшим — 5. В серии ширин B самым узким является ряд 7, а самым широким — 6. В табл. 3.10 представлены размерные серии, образованные из серий диаметров и серий ширин. В обозначении подшипника третья цифра справа означает серию диаметров, а седьмая — серию ширин.

3.10. Размерные серии подшипников

Серия ширин (высот)	Серия диаметров								
	7	8	9	0	1	2	3	4	5
	Размерная серия								
	<i>Узкая</i>								
7				70	71	72	73	74	
8						82	83		
9				90	91	92	93	94	95
	<i>Нормальная</i>								
0		0,8	0,9	00	01	02	03	04	
1	17	18	19	10	11	12	13	14	
	<i>Широкая</i>								
2		28	29	20	21	22	23	24	
	<i>Особо широкая</i>								
3	37	38	39	30	31	32	33		
4		48	49	40	41	42			
5		58	59	50					
6		68	69	60					
	<i>Сверхлегкая Особо легкая Легкая Средняя Тяжелая</i>								

Например, обозначение 8000200 указывает, что подшипник по диаметру D легкий, а по ширине B узкий.

Если по ширине подшипник нормальный, из ряда 0, то цифра 0 в обозначении опускается. Например, размерная серия 200 означает, что подшипник легкий и нормальный по ширине. Тип подшипника (табл. 3.11) указывает в обозначении четвертая цифра справа.

3.11. Обозначения типов подшипников

Обозначение	Тип	Обозначение	Тип
0	Радиальный Шариковый	5	Радиальный роликовый с витыми роликами
1	Шариковый с короткими цилиндрическими роликами	6	Радиально-упорный шариковый
2	Шариковый с короткими цилиндрическими роликами	7	с коническими роликами
3	Роликовый сферический	8	Упорный шариковый
4	Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый	9	Роликовый

Например, обозначение 3182109 указывает, что подшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, с внутренним диаметром 45 мм, с нормальным (серия 1) наружным диаметром, особо широкий серии 3. Пятая и шестая цифры указывают конструктивные особенности — подшипник двухрядный.

Точность подшипника обозначается классом точности (0; 6; 5; 4; 2), который проставляется через тире слева основного обозначения. Нормальный класс точности 0 не указывается.

Основными материалами для колец и тел качения подшипников являются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали марок ШХ15, ШХ15СГ (ГОСТ 801) и ШХ20СГ, 18ГТ, 20Х2Н4А. Для особых условий эксплуатации (низкие температуры) детали подшипников изготавливают из коррозионностойкой стали. Твердость колец и тел качения HRC 60...66. Сепараторы штампуют из мягкой тонколистовой стали, изготавливают из бронзы, алюминиевых сплавов, текстолита, искусственных материалов.

При выборе подшипников качения исходят из величины, направления и характера (постоянная, переменная, ударная) нагрузки, частоты вращения подшипника, заданного срока работы и конструктивных соображений.

Подшипники качения выходят из строя вследствие усталостного разрушения рабочих поверхностей, вызываемого знакопеременными напряжениями в поверхностных слоях. Разрушение сепараторов при перекосе колец вызывается центробежными силами.

При выборе подшипника вначале устанавливают его тип в зависимости от схемы нагружения, затем рассчитывают эквивалентную динамическую нагрузку и с учетом частоты вращения и динамической грузоподъемности подшипника определяют его номинальную долговечность, по которой и подбирают подшипник. Расчетная номинальная долговечность L является наименьшей долговечностью для 90 % подшипников из данной партии, т. е. лишь 10 % подшипников могут ее не выдержать.

Долговечность подшипника измеряется числом оборотов L или часов L_h (при заданной постоянной частоте вращения), которое подшипник должен проработать до появления первых признаков усталостного разрушения поверхности колец или тел качения.

Динамическая грузоподъемность C для радиальных и радиально-упорных подшипников — это постоянная радиальная нагрузка, которую партия идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом может выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн оборотов внутреннего кольца. Динамическая грузоподъемность C упорных и упорно-радиальных подшипников — это постоянная осевая нагрузка, выдерживаемая подшипником в течение расчетной долговечности, исчисляемой в 1 млн оборотов одного из колец подшипника.

Эквивалентная динамическая нагрузка P на радиальный или радиально-упорный подшипник — это условная радиальная нагрузка, приложенная к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным кольцами, обеспечивающая такой же срок службы, как и при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных и упорно-радиальных подшипников эквивалентная динамическая нагрузка P — это условная чисто осевая нагрузка, которая, будучи приложенной к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами, обеспечивает такую же долговечность, что и при действительных условиях нагружения и вращения. Номинальная долговечность L (в млн оборотов), динамическая грузоподъемность C (в Н), эквивалентная динамическая нагрузка P (в ньютонах) связаны соотношением

$$L = a \left(\frac{C}{P} \right)^q,$$

где q — показатель степени ($q = 3$ для шариковых и $q = 3,33$ для роликовых подшипников); a — коэффициент, учитывающий качество материала деталей подшипника и условия его эксплуатации.

П о д ш и п н и к и

Шариковые (кроме сферических)

a
0,7...0,8

Роликовые:

конические

0,6...0,7

цилиндрические

0,5...0,7

Шариковые сферические двухрядные

0,5...0,7

Роликовые подшипники сферические двухрядные

0,3...0,4

Номинальная долговечность в рабочих часах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = a \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^q,$$

где n — число оборотов подшипника в минуту.

Для таких машин, как насосы, работающие круглосуточно, долговечность L_h должна быть не менее 40 000 ч.

Динамическая грузоподъемность подшипника C зависит от геометрических характеристик деталей подшипника, точности изго-

товления, материала, номинального угла контакта (угол между линией действия силы на тело качения и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника), от числа тел качения и их размеров, от числа рядов тел качения в подшипнике. Значения динамической грузоподъемности C вычислены для всех стандартных подшипников и приводятся в справочной литературе по подшипникам.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = (k_b X F_r + Y F_o) k_{бкт},$$

где k_b — коэффициент вращения относительно вектора нагрузки внутреннего ($k_b = 1$) или наружного ($k_b = 1,2$) кольца радиального или радиально-упорного подшипника; $k_b = 1$ для радиального шарикового сферического, радиально-упорного шарикового магнетного, упорных шарикового и роликового подшипников; X и Y — коэффициенты соответственно радиальной и осевой составляющих нагрузки; F_r и F_o — соответственно радиальная и осевая составляющие нагрузки. H , k_b — динамический коэффициент (коэффициент безопасности), учитывающий влияние динамических условий работы различных машин на долговечность подшипников; k_t — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима (выше 100°C) работы на долговечность подшипника.

Значения X и Y для подшипников различных типов приведены в табл. 3.12...3.14.

3.12. Значения X и Y для радиальных и радиально-упорных подшипников

α°	iF_o / C_o	e	Однорядные		Двухрядные			
			$F_o / (k_b F_r) > e$		$F_o / (k_b F_r) \leq e$		$F_o / (k_b F_r) > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y
0	0,014	0,019	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30
	0,028	0,22		1,99				1,99
	0,056	0,26		1,71				1,71
	0,084	0,28		1,55				1,55
	0,11	0,30		1,45				1,45
	0,17	0,34		1,31				1,31
	0,28	0,38		1,15				1,15
	0,42	0,42		1,04				1,04
	0,56	0,44		1,00				1,00
	0,56	0,44		1,00				1,00
5	0,014	0,23	0,56	2,30	1	2,78	0,78	3,74
	0,028	0,26		1,99		2,40		3,23
	0,056	0,30		1,71		2,07		2,78
	0,084	0,34		1,55		1,87		2,52
	0,11	0,36		1,45		1,75		2,36
	0,17	0,40		1,31		1,58		2,13
	0,28	0,45		1,15		1,39		1,87
	0,42	0,50		1,04		1,26		1,69
	0,56	0,52		1,00		1,21		1,63
	0,56	0,52		1,00		1,21		1,63
10	0,014	0,29	0,46	1,88	1	2,18	0,75	3,06
	0,014	0,29		1,88		2,18		3,06

α°	$\frac{iF_o}{C_o}$	e	Однорядные		Двухрядные			
			$F_o/(k_b F_r) > e$		$F_o/(k_b F_r) \leq e$		$F_o/(k_b F_r) > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y
15	0,029	0,32		1,71		1,98		2,78
	0,057	0,36		1,52		1,76		2,47
	0,086	0,38		1,41		1,63		2,29
	0,11	0,40		1,34		1,55		2,18
	0,17	0,44		1,23		1,42		2,00
	0,29	0,49		1,10		1,27		1,79
	0,43	0,54		1,01		1,17		1,64
	0,57	0,54		1,00		1,16		1,63
	0,015	0,38	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39
	0,029	0,40		1,40		1,57		2,28
	0,058	0,43		1,30		1,46		2,11
	0,087	0,46		1,23		1,38		2,00
	0,12	0,47		1,19		1,34		1,93
	0,17	0,50		1,12		1,26		1,82
	0,29	0,55		1,02		1,14		1,66
	0,44	0,56		1,00		1,12		1,63
	0,58	0,56		1,00		1,12		1,63
20		0,57	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63
25		0,68	0,41	0,87		0,92	0,67	1,44
30		0,80	0,39	0,76		0,78	0,63	1,24
35		0,95	0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
40		1,14	0,35	0,57		0,55	0,57	0,93

3.13. Значения X и Y для радиальных сферических и радиально-упорных конических роликоподшипников при $\alpha \neq 0$

Роликоподшипник	e	$F_o/(k_b F_r) \leq e$	$F_o/(k_b F_r) > e$
Однорядный	1,5 $\operatorname{tg} \alpha$	$X = 1; Y = 0$	$X = 0,4; Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$
Двухрядный	1,5 $\operatorname{tg} \alpha$	$X = 1; Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	$X = 0,67; Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$

3.14. Значения X и Y для упорных и упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников

α_0	e	Одinarные		Двойные			
		$F_0 / F_r > e$		$F_0 / F_r \leq e$		$F_0 / F_r > e$	
		X	Y	X	Y	X	Y
Шарикоподшипники							
45	1,25	0,66		1,18	0,59	0,66	
60	2,17	0,92	1	1,90	0,54	0,92	1
75	4,67	1,66		3,89	0,52	1,66	
Роликоподшипники							
< 90	1,5tg α	tg α	1	1,5tg α	0,67	tg α	1

Кроме динамической грузоподъемности для каждого подшипника определяется величина статической грузоподъемности, по которой подбираются подшипники при частоте вращения до 1 мин^{-1} и при отсутствии вращения. Статическая грузоподъемность C_0 — это радиальная статическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников (или центральная осевая статическая нагрузка для упорных и упорно-радиальных подшипников), вызывающая в наиболее нагруженной точке контакта тела качения с дорожкой качения общую остаточную деформацию, равную $0,0001$ диаметра тела качения. Статическая грузоподъемность C_0 зависит от типа подшипника, размеров и числа тел качения, угла контакта, числа рядов тел качения и приводится в справочной литературе. При числе оборотов n от 1 до 10 мин^{-1} для подшипников определяется динамическая грузоподъемность, исходя из $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Радиальная нагрузка определяется из схемы нагружения подшипника как проекция суммарной внешней нагрузки на плоскость, перпендикулярную к оси вращения. Общая осевая нагрузка F_0 складывается из осевого усилия A (проекция суммарной внешней нагрузки на ось вращения) и осевых составляющих от радиальных сил, действующих на оба подшипника вала. Осевые составляющие $S = 1,2F_d \tan \alpha$ (α — угол контакта) направлены в противоположные стороны. Осевая составляющая от радиальных нагрузок рассматривается как разность осевых составляющих двух подшипников, на которых установлен вал, т. е. $S = S_1 - S_2$. Если силы A и S направлены в одну сторону, то на один из подшипников действует осевая сила $F_{01} = A + S$, а на другой — сила $F_{02} = -(A + S)$.

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y (см. табл. 3.12) составляющих нагрузки для радиальных и радиально-упорных подшипников зависят от типа подшипника угла контакта α , от отношения iF_0/C_0 осевой нагрузки к статической грузоподъемности (i — число рядов), а также от соотношения между $F_0/(k_B F_r)$ и вспомогательным коэффициентом e .

Для углов контакта α и нагрузок iF_0/C_0 , не указанных в табл. 3.12, значения e , X , Y определяются линейной интерполяцией.

Для однорядных подшипников при $F_0/(k_B F_r) \leq e$ с увеличением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка радиального зазора, что приводит к более равномерному распределению нагрузки на тела качения. Поэтому при $F_0/(k_B F_r) \leq e$ следует принимать $X = 1$ и $Y = 0$. Для радиальных сферических и конических роликоподшипников при $\alpha = 0$ и отсутствии осевой силы ($F_0 = 0$) $X = 1$, $Y = 0$.

Влияние рабочей температуры на долговечность подшипника учитывается коэффициентом k_T :

$t, ^\circ\text{C}$	125	150	175	200	225	250
k_T	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Влияние динамических условий работы на долговечность подшипника учитывается коэффициентом безопасности k_6 :

Характер нагрузки на подшипник	k_6
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % расчетной нагрузки	1,00...1,2
Умеренные толчки, вибрация. Кратковременные перегрузки до 150 % расчетной нагрузки	1,3...1,8
Значительные толчки и вибрация. Перегрузки до 200 % расчетной нагрузки	1,8...2,5
Сильные удары. Перегрузки до 300 % расчетной нагрузки	2,5...3,0

При выборе подшипников вначале в зависимости от направления действующих сил и конструктивных особенностей механизма устанавливают тип подшипников (радиальный, радиально-упорный, упорный, шарико- или роликоподшипник). Затем с помощью табл. 3.12...3.14 определяют эквивалентную динамическую нагрузку P . Для этого находят радиальную F_r и осевую F_o силы, коэффициенты радиальной X и осевой Y составляющих нагрузки, температурный k_t и динамический k_6 коэффициенты.

Для выбранного типа, заданного конструкцией, внутреннего и наружного диаметров подшипника по таблицам характеристик подшипников (ГОСТы, справочники) находят динамическую и статическую грузоподъемность, а затем с учетом частоты вращения рассчитывают долговечность подшипника. По значению долговечности определяют из таблиц характеристик серию (легкая, средняя, тяжелая, узкая, нормальная, широкая и т. п.) подшипника. При выборе подшипников качения обращают внимание на зазоры между кольцами и телами качения, зависящие от диаметра подшипника.

Зазоры обеспечивают некоторую свободу перемещения колец одно относительно другого. Радиальный зазор — суммарный зазор между телами качения и дорожками, измеряемый в радиальном направлении. Осевой зазор (игра) — величина полного осевого перемещения одного кольца при неподвижном другом. Различают три вида радиальных зазоров в нерегулируемых подшипниках: начальный (до установки на посадочное место), посадочный (после установки на вал или в корпус) и рабочий (под рабочей нагрузкой в установившемся температурном режиме). Посадочный зазор всегда меньше начального, рабочий зазор обычно больше посадочного.

У подшипников регулируемых типов (упорно-радиальные и упорные) зазоры устанавливаются в процессе монтажа в зависимости от условий работы.

Выбор подшипников с оптимальными для данных условий эксплуатации начальными зазорами обеспечивает рациональное распределение нагрузки между телами качения, ограничение

смещения вала в радиальном и осевом направлениях в пределах величин зазоров, снижение вибраций и шума, возникающих при работе подшипника.

Начальные радиальные зазоры в радиальных однорядных шарикоподшипниках при внутреннем диаметре d от 10 до 65 мм составляют 8...22 мкм, в радиальных подшипниках с короткими цилиндрическими роликами при d , равном 14...65 мм, — в пределах 15...30, при d , равном 65...400 мм, — в пределах 30...235 мкм. С достаточной для практики точностью можно принять, что уменьшение начального зазора от натяга составляет от 60 (для подшипников тяжелой серии) до 80 % (для подшипников легкой серии) величины теоретического натяга посадки.

Уменьшение *посадочного зазора* Δx (мм) в результате нагрева колец подшипника при работе

$$\Delta x = \alpha D_d \Delta t,$$

где $\alpha \cong 10^{-5}$ мм/°С — коэффициент линейного расширения стали; D_d — диаметр дорожки качения внутреннего кольца, мм; Δt — разность температур колец, °С (при работе внутреннее кольцо подшипника на 5...10 °С теплее наружного).

Осевой зазор в подшипнике зависит от радиального зазора, диаметра тел качения и радиусов профилей дорожек качения колец подшипника. Так, для радиального однорядного шарикоподшипника осевая игра

$$\Delta y = 0,4 \sqrt{\delta_n d_{ш}},$$

где δ_n — начальный радиальный зазор, мм; $d_{ш}$ — диаметр шарика, мм.

В сферических радиальных шарикоподшипниках при d от 10 до 65 мм осевая игра составляет 50...140 мкм. Примерные значения осевой игры вала, регулируемые радиально-упорными шарикоподшипниками при d от 30 до 120 мм, составляют 0,03...0,15 мм. При использовании конических роликовых подшипников для тех же значений d осевая игра составляет 0,04...0,17 мм для подшипников средней и тяжелой серий. От величины радиальных зазоров зависят допускаемые значения углов перекоса колец подшипника. Так, для радиальных однорядных шарикоподшипников с радиальным зазором по основному ряду допустимый угол перекоса составляет 8°. Для радиальных двухрядных сферических шарикоподшипников (самоустанавливающихся) допускается угол перекоса до 4°, для упорных роликовых сферических — до 3°.

Для повышения жесткости опор на подшипниках качения используется предварительный натяг, уменьшающий осевую игру вала. Предварительный натяг создается с помощью прокладок, втулок или пружин.

Для передачи на подшипник внешнего усилия от вращающегося узла машины обеспечивают неподвижную посадку того кольца подшипника, которое сопрягается с вращающимся узлом. Неподвижная посадка кольца не должна существенно изменять зазоры между кольцами и телами качения. Кольцо, сопряженное с неподвижным узлом машины, устанавливают на подвижной или переходной посадке, чтобы обеспечить осевые перемещения при монтаже, при регулировке зазоров в подшипниках и температурных деформациях вала.

Посадка внутреннего кольца на вал осуществляется по системе отверстия, а наружного кольца в корпус — по системе вала. Поле допуска на размер отверстия внутреннего кольца располагается не в «теле» кольца, а в «теле» вала.

Поля допусков посадочных поверхностей устанавливаются ГОСТом, выбор посадок для всех классов точности (0; 6; 5; 4 и 2) предусмотрен ГОСТом.

Нагружение колец может быть местным (нагрузка воспринимается ограниченным участком дорожки качения и сопряженной детали), циркуляционным (тела качения передают нагрузку последовательно по всей ее окружности) и колебательным (нагрузка действует на ограниченный участок дорожки неподвижного кольца).

При *местном нагружении* радиальных подшипников для сопряжения внутреннего кольца с валом, а наружного с корпусом применяют посадки: ходовую, движения, скольжения и плотную 2-го и 1-го классов точности. Зазор или незначительный натяг позволяет кольцу медленно поворачиваться относительно своего посадочного места, что заставляет работать всю дорожку качения кольца. При циркуляционном нагружении колец используют переходные посадки: напряженную, тугую и глухую. Эти посадки при циркуляционном нагружении не позволяют кольцам проворачиваться относительно посадочного места, что предотвращает развальцовывание и износ шейки вала или корпуса. При колебательном нагружении колец используют, как правило, плотную посадку. Посадки по 1-му классу применяются для подшипников 5, 4 и 2-го классов точности. 2-й класс используется для подшипников 0-го и 6-го классов точности. Для радиально-упорных подшипников нерегулируемые циркуляционно-нагруженные кольца всех классов точности устанавливают на напряженной, тугой или глухой посадке. Местно нагруженные кольца при небольших осевых нагрузках устанавливают на скользящей или плотной посадке, при больших осевых нагрузках — на напряженной посадке. Соединение с валом тугих колец всех типов упорных подшипников обеспечивается плотной посадкой. Для роликоподшипников посадки выбирают обычно более плотные, чем для шарикоподшипников тех же размеров. Натяг $H_{\min}$ (мм) выбирают по приближенной формуле

$$H_{\text{мин}} \equiv \frac{0,13 F_r N}{10^4 B},$$

где F_r — максимальная радиальная нагрузка, Н; B — рабочая ширина кольца подшипника (за вычетом фасок), мм; N — коэффициент; принимается для подшипников легкой серии равным 2,8; средней серии — 2,3; тяжелой серии — 2.

По найденному значению $H_{\text{мин}}$ выбирают соответствующую ближайшую посадку (для циркуляционно-нагруженных колец).

Чистота поверхности мест посадки на валах и в отверстиях корпусов для подшипников классов точности 0 и 6 должна соответствовать 7-му классу степени чистоты ($d \leq 80$ мм) и 6-му классу ($80 < d \leq 500$ мм). Для подшипников 5-го и 4-го классов точности при $d \leq 80$ мм степень чистоты соответствует 8-му классу, при d от 80 до 500 мм — 6-му классу.

Коэффициент трения в подшипниках качения зависит от нагрузки, воспринимаемой подшипником, частоты вращения и свойств смазки. При нормальных условиях эксплуатации значения коэффициентов трения можно принять для шарикоподшипников 0,001...0,002, для роликоподшипников 0,002...0,0025 (меньшие значения соответствуют смазкам малой вязкости, большие значения — консистентным смазкам). Момент трения $M_{\text{тр}}$ (Н·м) определяется как

$$M_{\text{тр}} = f P \frac{d}{2},$$

где f — коэффициент трения; P — эквивалентная нагрузка, Н; d — диаметр вала, м.

Затраты мощности $N_{\text{тр}}$ (Вт) на трение

$$N_{\text{тр}} = f \pi P d n,$$

где n — частота вращения вала, с⁻¹.

В насосах с выносными подшипниками качения используют жидкие и консистентные смазки, выбор которых зависит главным образом от окружной скорости вала в месте посадки на него внутреннего кольца подшипника, а также от рабочей температуры смазки. Рекомендуются натрий- и калийалюминиевые смазки.

Уплотнения выносных подшипниковых узлов предохраняют поверхности качения от загрязнения извне и предотвращают вытекание смазки. Контактные уплотнения выполняют в виде фетровых и войлочных колец и в виде манжет. Применение их ограничено окружными скоростями вращающихся деталей в местах контакта до 15 м/с. Применяются также бесконтактные шелевые и лабиринтные уплотнения. Существует ряд конструкций подшипников с встроенными уплотнениями.

Величины и направления сил, действующих на опоры, определяют на основе динамического расчета и кинематической схемы насоса. Исходя из заданных условий работы, подбирают тип и размеры подшипников. Выбирают посадки подшипников на вал и в корпус, способы крепления колец на посадочных местах, род смазки и вид уплотнения. Необходимо обеспечить заданную жесткость и прочность сопрягаемых с подшипником деталей, соосность посадочных мест, компенсацию тепловых деформаций, легкость и надежность монтажа и демонтажа подшипников.

При выборе типа подшипников учитывают, что шарикоподшипники по сравнению с роликоподшипниками одинаковых габаритных размеров обеспечивают большую точность вращения, допускают большую частоту вращения, но имеют меньшую грузоподъемность и жесткость. При необходимости использования самоустанавливающихся подшипников их применяют на обеих опорах.

В насосах следует применять подшипники нормального класса точности (класс 0). Если же при этом требуемая точность вращения вала не обеспечивается, то выбирают подшипники более высоких классов точности. Так, для шариковых однорядных радиальных или радиально-упорных подшипников, устанавливаемых в передней и задней опорах, допускаемые радиальные биения c_1 и c_2 составляют:

$$c_1 = 0,47\delta \frac{m}{m+1} \text{ и } c_2 = 0,47\delta m,$$

где δ — допускаемое радиальное биение вала в месте проверки точности его вращения, мм; $m = h_2/h_1$; h_2 — расстояние между серединами опор вала, мм; h_1 — расстояние от середины передней опоры до места проверки радиального биения вала, мм.

По найденным допустимым значениям радиальных биений внутренних колец по ГОСТ 550 выбирают подшипники соответствующего класса точности.

Для обеспечения жесткости и прочности деталей узлов, включающих недопустимые прогибы валов и стенок корпусов, расстояние между опорами и сечение опорных стенок картеров рассчитывают на допустимые прогибы. При необходимости увеличивают диаметр вала или уменьшают расстояние между опорами, усиливают стенки с посадочными местами путем увеличения сечения или применения ребер жесткости. Высота и площадь опорных поверхностей заплечиков на валах и в отверстиях картеров должны быть достаточными для восприятия осевых нагрузок, действующих на подшипники.

Допустимые отклонения от соосности посадочных мест не

должны превышать 5...10 мкм. Для обеспечения соосности предусматривают растачивание отверстий под парные наружные кольца подшипников с одной установки и за один проход, обработку посадочных шеек на валах также с одной установки и за один проход.

Удлинение вала, вызванное изменением температуры подшипникового узла и превышающее осевой зазор, приводит к защемлению тел качения между кольцами подшипников. Для установки нерегулируемых подшипников в этом случае применяют плавающие опоры. Для фиксации вала относительно корпуса один из подшипников жестко закрепляют на валу и в корпусе в осевом направлении, внутреннее кольцо парного подшипника также закрепляют на валу в осевом направлении, а наружное кольцо этого подшипника имеет возможность «плавать» вдоль отверстия в корпусе (отверстие рассчитывают по скользящей посадке). В качестве плавающей опоры выбирают подшипник с наименьшими радиальными нагрузками. В плавающей опоре возможно использование роликоподшипника с цилиндрическими роликами без бортов на одном из колец. Оба кольца такого подшипника фиксируют в осевом направлении, а «плавание» происходит из-за относительного смещения роликов вместе с другим кольцом вдоль безбортового кольца.

Для обеспечения нормальной сборки и разборки подшипникового узла на конце шейки вала у расточки корпуса предусматривают фаски; в заплечиках на валу и в корпусе предусмотрены пазы под лапы съемников, а в глухих корпусах — резьбовые отверстия для болтов, с помощью которых подшипник выжимается из корпуса; диаметр резьбы на конце вала должен быть меньше диаметра отверстия подшипника.

3.5. КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные герметичные электронасосы. Герметичные электронасосы широко применяют в тех производствах, в которых недопустима или нежелательна утечка рабочего продукта в окружающую среду, а также в производствах, где предъявляют особые требования к чистоте и стерильности рабочих жидкостей. Основные отличительные особенности герметичных электронасосов: отсутствие внешних сальников и моноблочность конструкции, объединяющей в одном агрегате насос и специальный электродвигатель.

Насосная часть герметичных электронасосов в подавляющем большинстве случаев состоит из центробежных колес, направляющих аппаратов (или спиральных корпусов), корпусных деталей с всасывающим и напорным патрубками.

Герметичные электронасосы (ГОСТ 207912) предназначены

для перекачивания жидкостей, пары которых могут образовывать с воздухом смеси групп Т1, Т2, Т3, Т4 (ГОСТ 12.1.011).

Указанные жидкости могут быть нейтральными, агрессивными и вредными всех классов (ГОСТ 12.1.007). Удельная теплоемкость их в рабочем диапазоне температур должна быть не менее $2,5 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К), плотность — не более 1000 кг/м^3 , кинематическая вязкость — до $1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Для перекачивания жидкостей плотностью до 1600 кг/м^3 и кинематической вязкостью до $40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а также для обеспечения более экономичного перекачивания используют электронасосы с уменьшенными по наружному диаметру рабочими колесами (вариант «а» или «б») в соответствии с характеристиками на каждый насос. Материалы основных деталей герметичных электронасосов приведены в табл. 3.15.

Герметичные электронасосы типа ХГ (ЦНГ) представляют собой моноблок, состоящий из асинхронного экранированного электродвигателя и центробежного насоса.

Рабочие колеса центробежного насоса насажены непосредственно на вал ротора электродвигателя. Корпус насоса, содержащий всасывающий и напорный патрубки, крепится непосредственно к фланцу электродвигателя и уплотняется фторопластовой прокладкой. Всасывающий патрубок расположен горизонтально, а напорный — вертикально вверх.

Роторы электронасосов типа ХГ (ЦНГ) установлены в подшипниках скольжения, смазываемых перекачиваемой жидкостью.

Для восприятия осевых сил, действующих на ротор электронасоса, в электронасосах установлены опорные пяты, выполненные из фторопласта-4. Опорные пяты установлены между опорными поверхностями втулок ротора и корпуса подшипника.

Смазка подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляются перекачиваемой жидкостью. Часть жидкости отбирается из напорной зоны электронасоса и, пройдя через фильтр, поступает в холодильник, охлаждается и по специальному отверстию в подшипниковом щите поступает на смазку заднего подшипника. Другая часть жидкости, пройдя через фильтр, поступает на смазку переднего подшипника, минуя холодильник. Жидкость, пройдя задний подшипник, поступает в полость ротора электронасоса, проходит сквозь зазор между ротором и статором, снимая с их поверхностей выделяющееся тепло, встречается с потоком жидкости, прошедшей через подшипник, и общий поток сквозь отверстия в переднем корпусе подшипника поступает во всасывающую полость электронасоса.

Условное обозначение герметичного электронасоса типа ЦНГ, например ЦНГ-70М-2, расшифровывается следующим образом: Ц — центробежный; Н — насос; Г — герметичный; 70 — типоразмер насоса; М — модернизированный; 2 — количество ступеней.

3.15. Материалы основных деталей герметичных электронасосов

Деталь или узел	Химические герметичные электронасосы				
	Тип ХГ		Тип ХГВ		
	Исполнение				
	Е	К	А	Е	К
Колесо рабочее	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь 25Л	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Направляющий аппарат	Сталь Х1Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь 25Л	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Крышка	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Ст. 3	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Корпус насоса	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Ст. 3	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Корпус секции	—	—	Ст. 3	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Уплотняющее кольцо	—	—	Ст. 3	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Подшипниковый щит	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Корпус подшипника	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Корпус статора	Ст. 3	Ст. 3	Ст. 3	Ст. 3	Ст. 3
Вал	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь 1Х13, Ст. 3	Сталь 1Х13, Х18Н10Т	Сталь 1Х13, Х18Н10Т
Втулка ротора	Хастеллой Д, СГ-Т	Хастеллой Д, СГ-Т	Графитокерамический материал СГ-Т	Графитокерамический материал СГ-Т	Графитокерамический материал СГ-Т
Вкладыш подшипника	СГ-Т, керамика, 1Х-Б-1	СГ-Т, керамика, 1Х-Б-1	Графитокерамический материал СГ-Т	Графитокерамический материал СГ-Т	Графитокерамический материал СГ-Т
Гильза	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т
Упорное кольцо пяты	Фторопласт-4	Фторопласт-4	Фторопласт-4	Фторопласт-4	Фторопласт-4

Продолжение

Деталь или узел	Герметичные электронасосы для трансформаторного масла	Специальные герметичные электронасосы			Судовые центробежные электронасосы	Герметичные электродвигатели
		для перекачки бромистого лития	для перекачки горячих жидкостей	для перекачки воды со взвесями		
Колесо рабочее	Алюминий, чугун СЧ 18	Сталь Х17Н13М2Т	А-сталь 25Л Е, Х17Н13М2Т, Х18Н10Т	Сталь Х18Н10Т	Бронза БР ОЦ8-4	—
Направляющий аппарат	Чугун СЧ 18	Сталь Х17Н13М2Т	—	Резина МРТУ 38-5-204-65	Бронза БР ОЦ10-2	—
Крышка	Чугун СЧ 18	—	—	Алюминий АЛ9	Бронза БР ОЦ10-2	—
Корпус насоса	—	Сталь Х17Н13М2Т	А-сталь 25Л Е, Х17Н13М2Т, Х18Н10Т	Сталь 08КП	Бронза БР ОЦ10-2	—
Корпус секции	—	—	—	—	—	—
Уплотняющее кольцо	—	—	—	Резина 3826	—	—
Подшипниковый щит	Чугун СЧ 18-36, Ст. 3	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Алюминий АЛ9	Бронза БР ОЦ10-2	Сталь 20, Х18Н10Т
Корпус подшипника	Чугун СЧ 18-36	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т	Алюминий АЛ9	Бронза БР ОЦ10-2	Сталь 20, Х18Н10Т
Корпус статора	Чугун СЧ 18-36	Ст. 3	Ст. 3	Алюминий АЛ9	Бронза БР ОЦ10-2	Сталь 20, 10
Вал	Сталь 45	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь 1Х13, Х18Н10Т	Сталь 2Х13	Сталь Х18Н10Т	Сталь 45, 2Х13
Втулка ротора	Радиальные шарикоподшипники	АГ-4С, керамика	Графитокерамический материал СГ-Т	—	—	Радиальные шарикоподшипники
Вкладыш подшипника	Подшипники № 306, 207, 309К	Сталь 10Х20Н10М3, ДЗСЧТЛ	Графитокерамический материал СГ-Т	—	—	—
Гильза	Сталь Х18Н10Т	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н10Т, Х17Н13М2Т	—	—	Сталь Х18Н10Т
Упорное кольцо пяты	—	Фторопласт-4	Фторопласт-4	—	—	—

Условное обозначение горизонтальных герметичных электронасосов типа ХГ, например 3ХГ-6Е, расшифровывается следующим образом: 3 — диаметр напорного патрубка (в мм), уменьшенный в 25 раз; Х — химический; Г — герметичный; 6 — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; Е — условное обозначение материала проточной части.

Условное обозначение насоса ЦГ-50/50К-1-У2: ЦГ — центробежный герметичный; 50 — номинальная подача (в м³/ч); 50 — номинальный напор (в м); К — исполнение по материалу; 1 — конструктивное исполнение в зависимости от давления в корпусе и температуры перекачиваемой жидкости; У — климатическое исполнение; 2 — категория размещения.

Если в насосе выполнена подрезка рабочего колеса, после цифры, характеризующей напор, добавляется буква «а» или «б».

Условное обозначение насоса ЦГ 12,5/50а-Е-4-5-У2: ЦГ — центробежный герметичный; 12,5 — номинальная подача (в м³/ч); 50 — номинальный напор (в м); а — первая подрезка рабочего колеса; Е — условное обозначение материала проточной части; 4 — номинальная мощность электродвигателя (в кВт); 5 — конструктивное исполнение в зависимости от температуры и давления перекачиваемой жидкости; У — климатическое исполнение; 2 — категория размещения. Условное обозначение насоса 1,5ХГ-6 × 26-К-2,8-2-У2: 1,5 — уменьшенный в 25 раз диаметр напорного патрубка (в мм); ХГ — химический герметичный; 6 — уменьшенный в 10 раз коэффициент быстроходности ступени; 2 — количество ступеней; б — вторая подрезка рабочего колеса; дальнейшие обозначения идентичны обозначениям типа ЦГ.

Роторы электронасосов вращаются в радиальных подшипниках скольжения. Смазка подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляются перекачиваемой жидкостью, отбираемой из напорной зоны насоса через фильтр. Отфильтрованная жидкость поступает во внутреннюю полость ротора электронасоса. Часть потока проходит через нижний подшипник и поступает в полость всасывания рабочего колеса, другая часть потока проходит сквозь зазор между ротором и статором, отводя с их поверхностей теплоту, затем поступает на смазку верхнего подшипника и гидравлической пяты, далее в верхнюю полость в крышке электродвигателя, оттуда она поступает в емкость либо в полость всасывания электронасоса. Гидравлическая пята работает по принципу взвешивания с использованием жидкости, отбираемой из напорной полости электронасоса в систему уплотнительных поверхностей.

Поскольку смазка подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляются перекачиваемой жидкостью, работа электронасоса «всухую» без заполнения или при неполном заполнении перекачиваемой жидкостью, даже кратковременная, не до-

пускается, так как это может привести к выходу из строя подшипниковых узлов.

На корпусе статора выполнена рубашка, в которую подается перекачиваемая жидкость либо вода в зависимости от температуры перекачиваемой жидкости, снимающая теплоту со спинки статора.

В некоторых случаях при перекачивании легкокипящих жидкостей во избежание их вскипания во внутренней полости электродвигателя на линии подачи этой жидкости в полость ротора могут быть установлены переохладители. В них жидкость, поступающая во внутреннюю полость электродвигателя, переохлаждается до более низкой температуры с целью создания запаса по упругости насыщенных паров.

Переохладитель представляет собой герметичную емкость, внутри которой расположен змеевик. Для переохлаждения перекачиваемой жидкости, протекающей по змеевику переохладителя, используется хладагент, температура которого значительно ниже температуры перекачиваемой жидкости. Хладагент поступает в нижнюю часть переохладителя, отводит теплоту от жидкости, протекающей по змеевику, испаряется, и его пары отводятся в верхнюю часть переохладителя.

Необходимость установки переохладителей в каждом конкретном случае согласовывается с заводом-изготовителем.

Специальные герметичные электронасосы предназначены для перекачивания только одного продукта (или группы однородных продуктов) в составе установки или изделия, для которых они были разработаны. Для обеспечения безопасной эксплуатации электронасосы оснащают средствами защиты и автоматики, которые обеспечивают отключение электронасоса от сети при отклонении параметров от допустимых величин.

Устанавливаемые в обвязке электронасоса приборы и средства автоматики обеспечивают:

- контроль наличия перекачиваемой жидкости в полости электронасоса; электронасос отключается от сети при снижении уровня жидкости ниже допустимой величины;

- контроль температуры охлаждающей жидкости, поступающей в рубашку охлаждения статора; электронасос отключается от сети в случае повышения температуры охлаждающей жидкости выше допустимой величины;

- максимальную токовую защиту от перегрузок электродвигателя, сблокированную с пускателем;

- контроль давления жидкости у всасывающего патрубка; отключает электронасос от сети в случае падения давления ниже допустимой величины.

Схемы обвязки электронасосов приборами и блокировками приведены в эксплуатационной документации на электронасосе.

Установочные провода обмотки статора припаяны к контакт-

ным шпилькам коробки и выводов, которая крепится к корпусу электродвигателя. Коробка выводов рассчитана на прокладку 4- жильного электрического кабеля в трубе и имеет три силовые и одну заземляющую шпильку. Коробка выводов может быть ориентирована вводным устройством в любую сторону через 90°.

В зависимости от материалов, соприкасающихся с перекачиваемой жидкостью, электронасосы изготовляют различных исполнений (А, К, К1, Е), что позволяет правильно использовать их при эксплуатации на жидкостях соответствующей агрессивности. Исполнения и условные обозначения электронасосов по материалам, соприкасающимся с перекачиваемой жидкостью, следующие:

исполнение А — углеродистая сталь, силицированный графит, сталь 12Х18Н10Т (защитные гильзы), графитофторопласт КВ, пларонит ПОН (ГОСТ 481);

исполнение К — хромоникелевая сталь 12Х18Н10Т (ГОСТ 5632) и сталь 12Х18Н9ТЛ (ГОСТ 2176), силицированный графит, графитофторопласт КВ, сталь 12Х18Н10Т (защитные гильзы), фторопласт Ф-4; исполнение К1 — хромоникелевая сталь 12Х21Н5Т, стали 08Х22Н6Т, 12Х22Н6Т и 12Х21Н5ТЛ (ГОСТ 2176), силицированный графит, графитофторопласт КВ, сталь 12Х18Н10Т (защитные гильзы), фторопласт Ф-4 (ГОСТ 10007);

исполнение Е — хромоникельмолибденовая сталь 10Х17Н13М2Т (ГОСТ 5632) и сталь 10Х18Н12М3ТЛ (ГОСТ 2176), силицированный графит, графитофторопласт КВ, сталь 10Х17Н13М2Т (защитные гильзы), фторопласт Ф-4.

В зависимости от температуры и давления рабочих сред (табл. 3.16) герметичные электронасосы изготовляют различных конструктивных исполнений (1; 2; 3; 4; 5; 6).

Электронасосы 2-го и 5-го конструктивных исполнений типов ХГ и ХГВ по согласованию с заводом-изготовителем могут применяться при перекачивании жидкостей температурой —50...+100 °С.

3.16. Исполнение электронасосов

Конструктивное исполнение	Порядковый номер исполнения	Температура перекачиваемой жидкости, °С	Давление в контуре насоса, МПа	Исполнение электронасоса по материалу
С общим контуром циркуляции перекачиваемой жидкости в насосе и электродвигателе	1; 4	—50...+50	1,6...5,0	А; К; К1; Е
С общим контуром циркуляции перекачиваемой жидкости в насосе и электродвигателе, с дополнительным охлаждением электродвигателя	2; 5	—50...+100	1,6...5,0	А; К; К1; Е

Электронасосы, изготавливаемые по ГОСТ 20791, рассчитаны на условное давление (давление в контуре статора электродвигателя), равное 1,6 МПа (16 кгс/см²) для конструктивных исполнений 1; 2; 3 и до 5 МПа (50 кгс/см²) для исполнений 4; 5; 6.

Электронасосы типов ХГ и ЦГ изготавливают во взрывозащищенном исполнении с видами взрывозащиты: взрывонепроницаемая оболочка и специальный согласно ГОСТ 12.2.020.

Взрывозащищенность электронасосов обеспечивается наряду с их конструкцией следующими мерами:

применением приборов контроля и защиты в соответствии со схемой автоматизации электронасоса;

поддержанием давления на входе в электронасос выше атмосферного при перекачивании жидкостей, пары которых вместе с воздухом образуют взрывоопасные смеси;

монтажом и эксплуатацией электронасоса в соответствии с требованиями действующих норм и правил.

Электронасосы ЦНГ-70М-2/1, 3/1, 3/2. Предназначены для перекачивания водного раствора этилового спирта-ректификата массовой долей 22 и 60 % в дистиллированной воде, а ЦНГ-70М-3/2 — для перекачивания аммиака и пресной воды (рис. 3.22). Проточная часть электронасосов изготавливается из коррозионностойкой стали. Электронасосы работают в продолжительном режиме от сети переменного тока с частотой 50 Гц и рассчитаны на пуск непосредственным включением на полное номинальное напряжение сети.

Электронасосы представляют собой моноблок, состоящий из встроенного трехфазного асинхронного короткозамкнутого ротора и насосной части и в зависимости от напора и подачи изготавливаются двух- или трехсекционными. Насосная часть состоит из секций, в которые входят рабочие колеса, направляющие аппараты и спиральный корпус. Гильзованный ротор электродвигателя помещается в камеру, заполненную перекачиваемой жидкостью и отделенную от пакета статора тонкостенной немагнитной гильзой.

Охлаждение электродвигателя и смазка радиальных и упорных подшипников осуществляются жидкостью, перекачиваемой насосом. Для защиты полости ротора и подшипниковых узлов от попадания случайных твердых частиц из перекачиваемой жидкости электронасосы имеют фильтр.

Коробку выводов можно ориентировать в удобном для монтажа положении.

Габаритные и присоединительные размеры агрегатов даны на рис. 3.23; характеристики насосов приведены в табл. 3.17 и на рис. 3.24 (а, б).

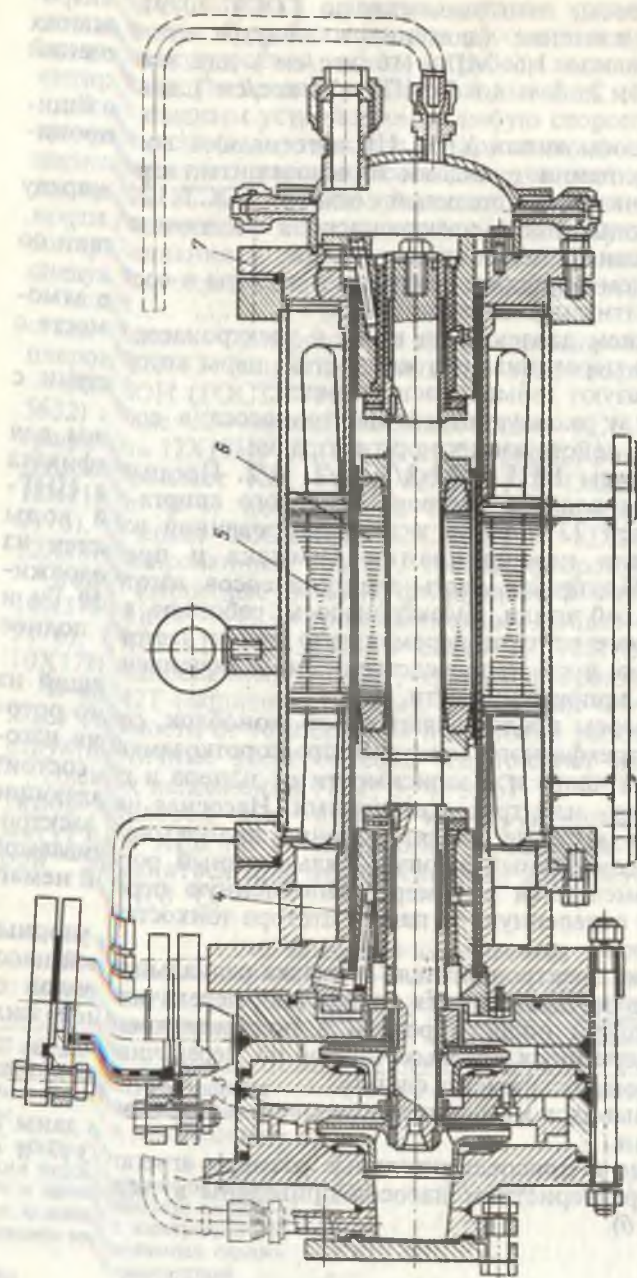


Рис. 3.22. Электронасос типа ЦНГ-70М-3/2:

1 — крышка всасывания, 2 — рабочее колесо, 3 — направляющий аппарат, 4 — подшипник, 5 — статор, 6 — ротор, 7 — крышка электродви-
гателя

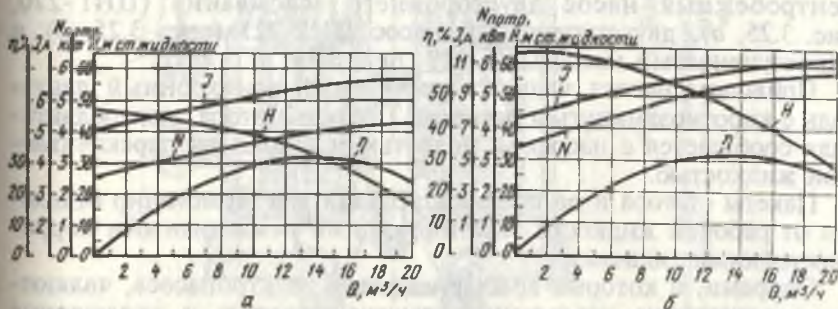
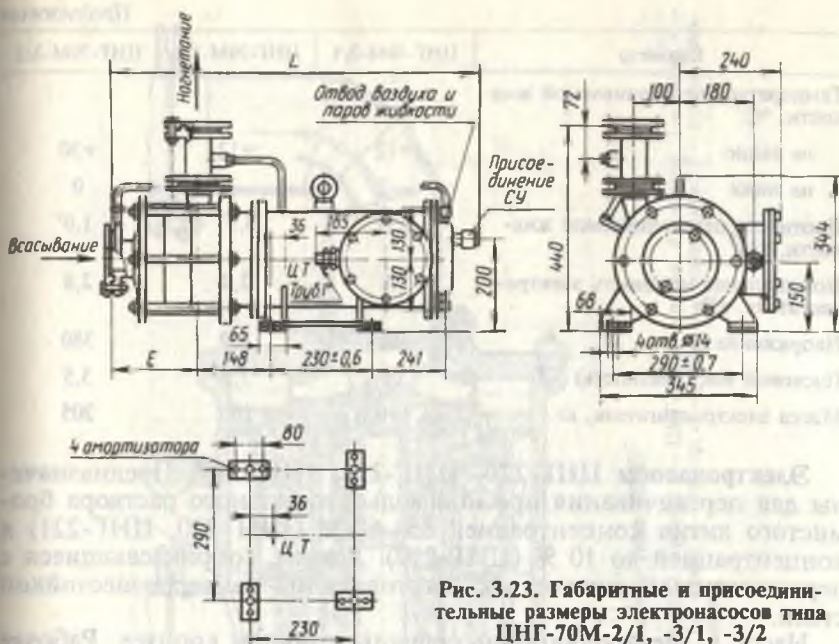


Рис. 3.24. Нормальные характеристики электронасосов:

a — ЦНГ-70М-2/1; b — ЦНГ-70М-3/1, -3/2 ($n = 2800 \text{ мин}^{-1}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $D_2 = 137 \text{ мм}$)

3.17. Технические характеристики электронасосов типа ЦНГ-70М

Параметр	ЦНГ-70М-2/1	ЦНГ-70М-3/1	ЦНГ-70М-3/2
Подача номинальная, м ³ /ч	4,5	0,7...4,5	10
Напор, м ст. жидкости	44	60	55

Параметр	ЦНГ-70М-2/1	ЦНГ-70М-3/1	ЦНГ-70М-3/2
Температура перекачиваемой жидкости, °С:			
не выше	+12	+12	+30
не ниже	—2	—2	0
Плотность перекачиваемой жидкости, т/м ³	0,97	0,97	1,0
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,8	2,8
Напряжение, В	380	380	380
Пусковой ток (кратность)	3,5	3,5	3,5
Масса электродвигателя, кг	190	190	205

Электронасосы ЦНГ-220, ЦНГ-221, ЦНГ-219. Предназначены для перекачивания пресной воды или водного раствора бромистого лития концентрацией 55—63 % (ЦНГ-220, ЦНГ-221) и концентрацией до 10 % (ЦНГ-219). Детали, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, изготавливаются из коррозионностойкой стали.

Насос и электродвигатель собраны в общем корпусе. Рабочее положение горизонтальное. Насосная часть представляет собой центробежный насос двустороннего всасывания (ЦНГ-220, рис. 3.25, а), двухступенчатый насос ЦНГ-221 (рис. 3.25, б) и одноступенчатый насос ЦНГ-219 (рис. 3.25, в).

Приводом насоса является трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором. Полость ротора электродвигателя сообщается с насосной полостью и заполнена перекачиваемой жидкостью.

Пакеты статора и ротора электродвигателя герметично отделены от рабочей жидкости экранирующими немагнитными коррозионностойкими гильзами.

Опорами, в которых вращается ротор электронасоса, являются подшипники скольжения, смазка которых и охлаждение электродвигателя осуществляются жидкостью, перекачиваемой насосом. Осевые силы воспринимаются гидравлической пятой, совмещенной с рабочими колесами.

Жидкость после направляющих аппаратов омывает корпус электродвигателя и попадает в напорный патрубок, который расположен на этом корпусе.

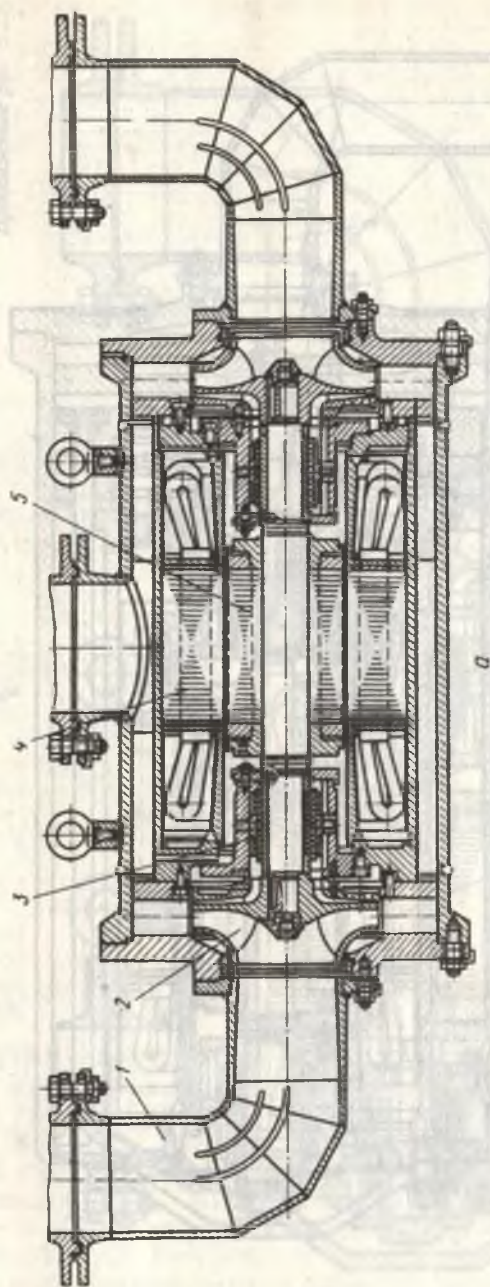
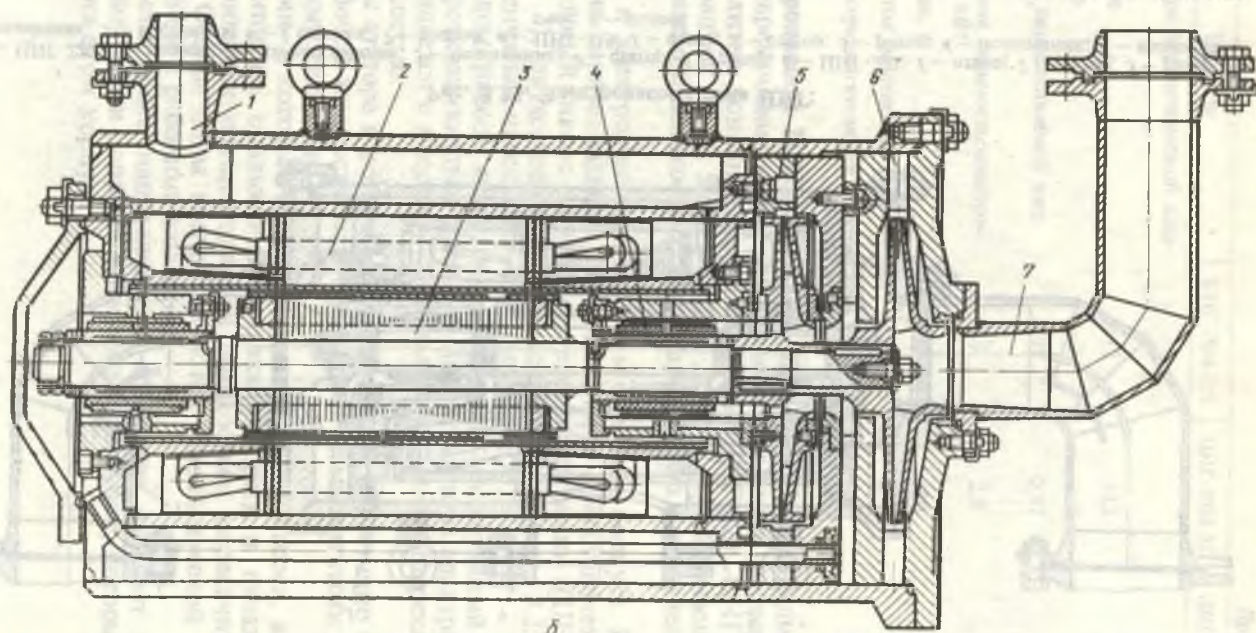


Рис. 3.25. Электронасосы типа ЦНГ:

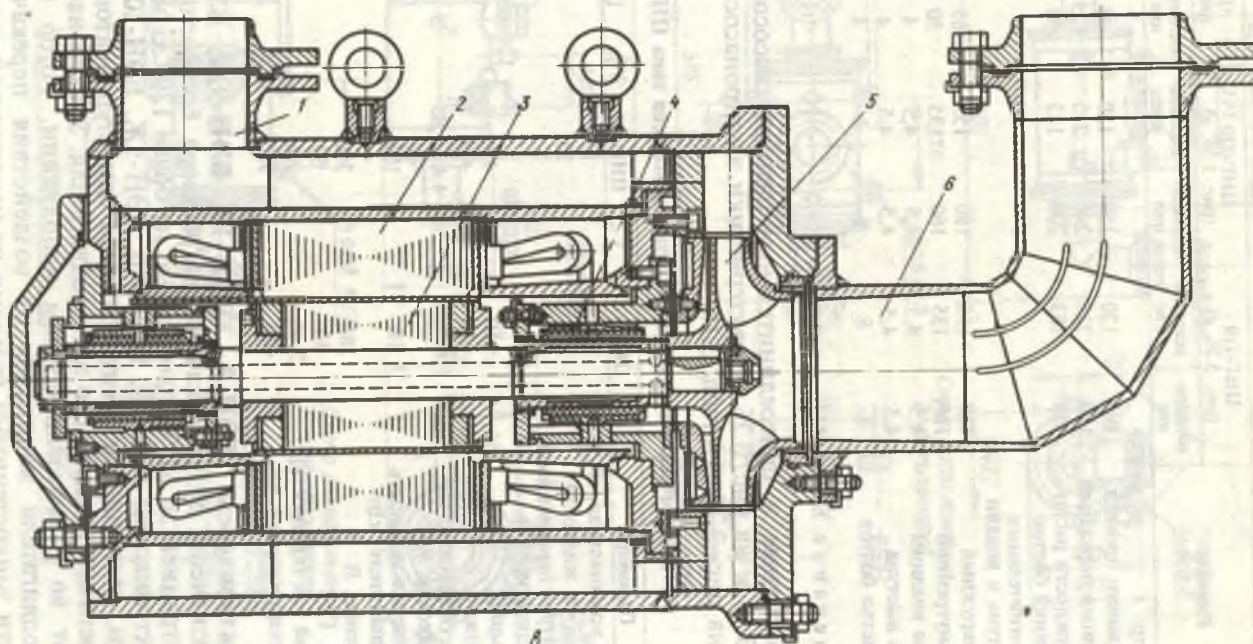
a — ЦНГ-220: 1 — подвод, 2 — колесо рабочее, 3 — статор, 4 — статор, 5 — статор, 6 — ЦНГ-221: 1 — отвод, 2 — статор, 3 — ротор, 4 — подшипник, 5 — II ступень, 6 — I ступень, 7 — подвод; *б* — ЦНГ-219: 1 — отвод, 2 — статор, 3 — ротор, 4 — подшипник, 5 — колесо рабочее, 6 — подвод

Продолжение рис. 3.25



8

Продолжение рис. 3.25



8

3.18. Присоединительные размеры патрубков электронасосов типа ЦНГ, мм

Размеры	ЦНГ-219 (рис. 3.26, в)		ЦНГ-220 (рис. 3.26, а)		ЦНГ-221 (рис. 3.26, б)	
	нагнета- ние	всасыва- ние	нагнета- ние	всасыва- ние	нагнета- ние	всасыва- ние
Диаметр:						
условного прохода	100	120	150	120	40	70
фланцев наружный	190	215	240	215	125	155
окружности распо- ложения болтов	158	183	208	183	93	123
уплотнительных выступа и впадин						
наружный	130	155	180	155	65	95
внутренний	110	135	160	135	50	80
Глубина впадины	4,5	4,5	4,5	4,5	4	4
Высота выступа	4,5	4,5	4,5	4,5	4	4
Количество болтов	8	8	8	8	4	4

Примечание. Болты М14.

Габаритные и присоединительные размеры насосов даны в табл. 3.18 и на рис. 3.26. Характеристики электронасосов приведены на рис. 3.27 и в табл. 3.19.

3.19. Технические характеристики электронасосов типа ЦНГ

Параметры	ЦНГ-220	ЦНГ-221	ЦНГ-219
Подача номинальная, м ³ /ч	130	10	65
Напор, м ст. жидкости	12	30	12
Температура перекачиваемой жидкости, °С:			
не выше	+50	+50	+20
не ниже	+10	+10	—
Плотность перекачиваемой жидкости, т/м ³	1,6...1,8	1,6...1,8	1,1
Потребляемая мощность электродвигателя, кВт	18	10,5	6,0
Напряжение, В	380	380	380
Частота, Гц	50	50	50
Пусковой ток (кратность)	2,43	2,6	2,7
Масса электронасоса, кг	400	335	285

Электронасосы 1БЭН-9, 1БЭН-10, БЭН-9Ж, БЭН-10Ж. Предназначены для перекачивания раствора бромистого лития концентрацией до 62 %, плотностью не более 1700 кг/м³.

Электронасосы 1БЭН-9, 1БЭН-10, БЭН-9Ж, БЭН-10Ж — моноблоки, состоящие из центробежного одноступенчатого насоса и встроенного трехфазного электродвигателя. Электронасосы выпускают во взрывозащищенном исполнении. Ротор и статор электродвигателя защищены от воздействия перекачиваемой жидкости тонкостенными гильзами из немагнитной стали.

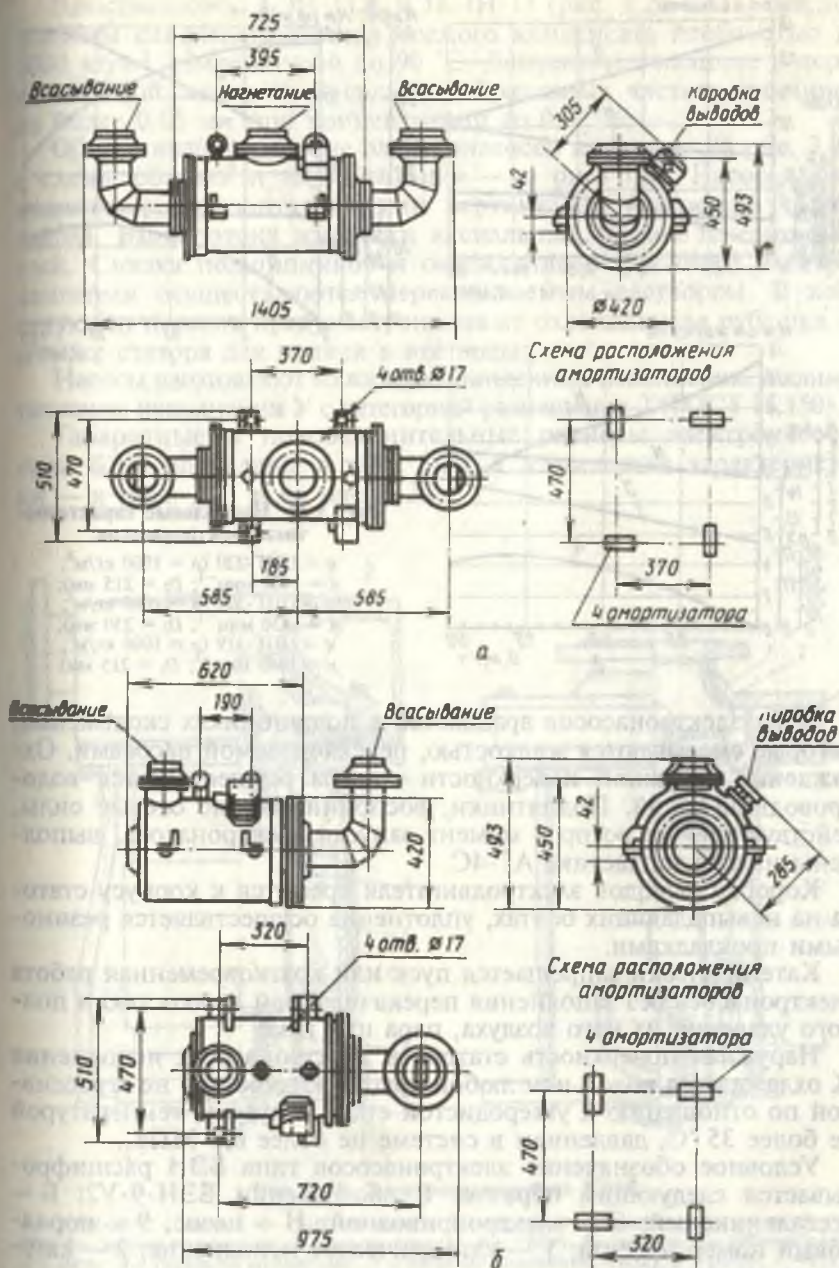


Рис. 3.26. Габаритные и присоединительные размеры электронасосов типа ЦНГ:
а — ЦНГ-200; б — ЦНГ-219

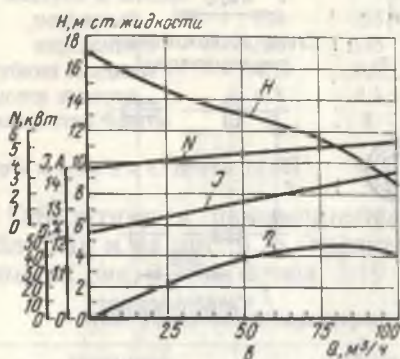
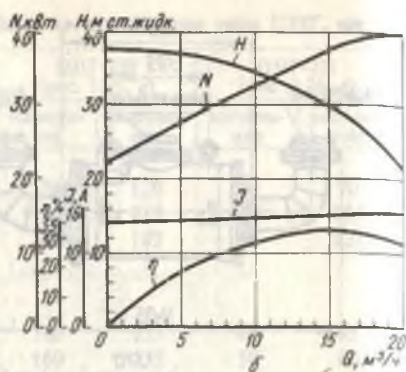
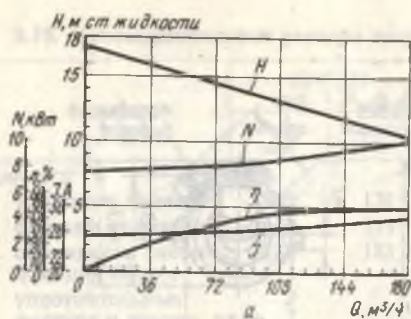


Рис. 3.27. Нормальные характеристики электронасосов:

- а — ЦНГ-220 ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$,
 $n = 1430 \text{ мин}^{-1}$; $D_2 = 215 \text{ мм}$);
 б — ЦНГ-221 ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$,
 $n = 1430 \text{ мин}^{-1}$; $D_2 = 230 \text{ мм}$);
 в — ЦНГ-219 ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$,
 $n = 1440 \text{ мин}^{-1}$; $D_2 = 215 \text{ мм}$)

Валы электронасосов вращаются в подшипниках скольжения, которые смазываются жидкостью, перекачиваемой насосами. Охлаждение наружной поверхности статора осуществляется водопроводной водой. Подпятники, воспринимающие осевые силы, действующие на ротор в момент запуска электронасоса, выполнены из стеклопластика АГ-4С.

Коробка выводов электродвигателя крепится к корпусу статора на невыпадающих болтах, уплотнение осуществляется резиновыми прокладками.

Категорически запрещается пуск или кратковременная работа электронасоса без заполнения перекачиваемой жидкостью и полного удаления из него воздуха, пара или газа.

Наружная поверхность статора в электронасосах исполнения Ж охлаждается водой или любой другой жидкостью, не агрессивной по отношению к углеродистой стали и чугуну, температурой не более 35°C , давлением в системе не более $0,6 \text{ МПа}$.

Условное обозначение электронасосов типа БЭН расшифровывается следующим образом. В обозначении БЭН-9-У2: Б — бессальниковый; Э — электроприводной; Н — насос; 9 — порядковый номер проекта; У — климатическое исполнение; 2 — категория размещения.

Электронасосы БЭН-11Ж и 1БЭН-11 (рис. 3.28—3.31) предназначены для перекачивания водного конденсата плотностью до 1000 кг/м^3 , температурой до 90°C . Допускается наличие в перекачиваемой жидкости твердых неабразивных частиц величиной не более $0,05 \text{ мм}$ при концентрации до $0,02 \%$.

Общие виды и разрезы электронасосов показаны на рис. 3.28, а схемы обвязки и автоматизации — на рис. 3.31. Насосы устанавливаются горизонтально или вертикально (насосной частью вверх). Вход потока жидкости аксиальный, выход тангенциальный. Смазка подшипников и охлаждение встроенного электродвигателя осуществляются перекачиваемым раствором. В конструкции насосов предусмотрена также охлаждающая рубашка на спинке статора для подачи в нее воды.

Насосы изготовляют во взрывозащищенном исполнении, в климатическом исполнении У с категорией размещения 2 (ГОСТ 15.150).

Габаритные и присоединительные размеры электронасосов типа БЭН приведены в табл. 3.20, а технические характеристики — в табл. 3.21 и на рис. 3.30.

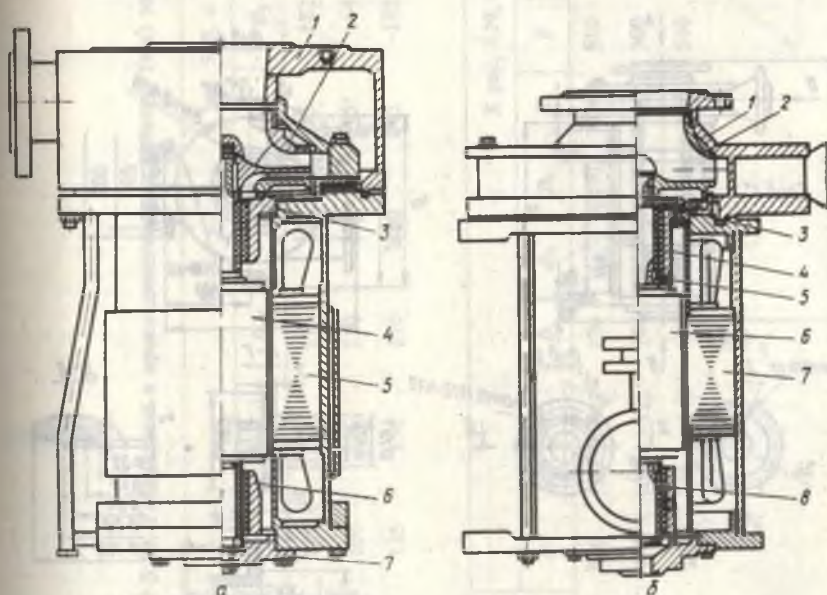
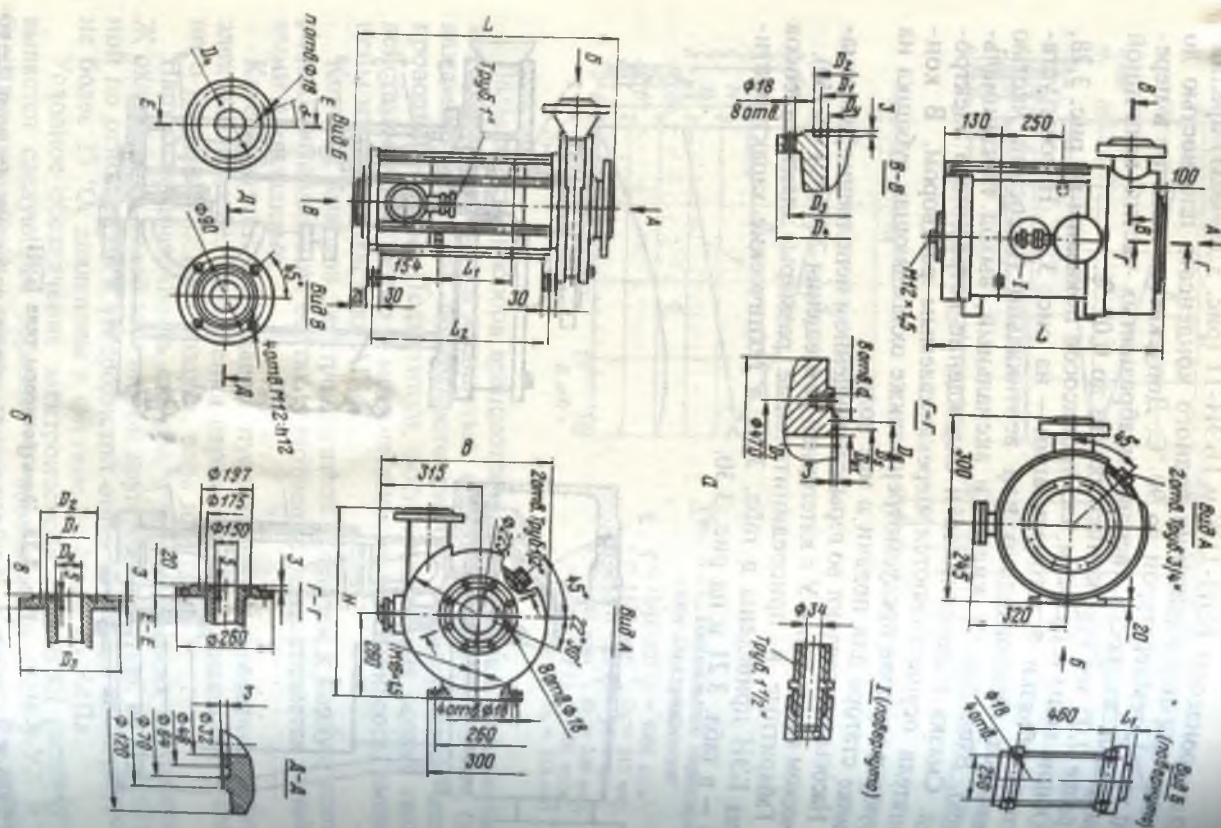


Рис. 3.28. Электронасосы типа БЭН:

a — БЭН-Ж: 1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — передний подшипник; 4 — ротор; 5 — статор; 6 — задний подшипник; 7 — задняя крышка; *б* — 1БЭН: 1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — пята; 4 — передний подшипник; 5 — упорный подшипник (пята); 6 — ротор; 7 — статор; 8 — задний подшипник

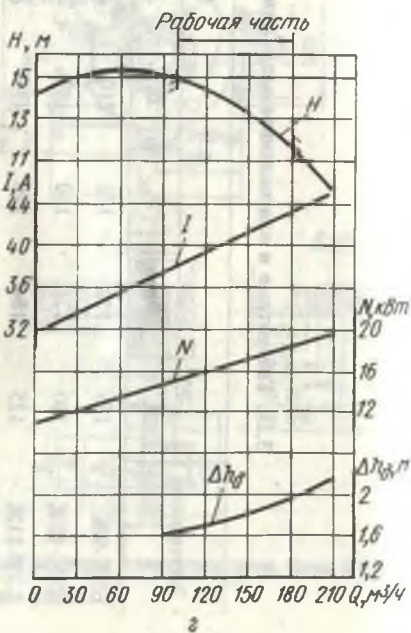
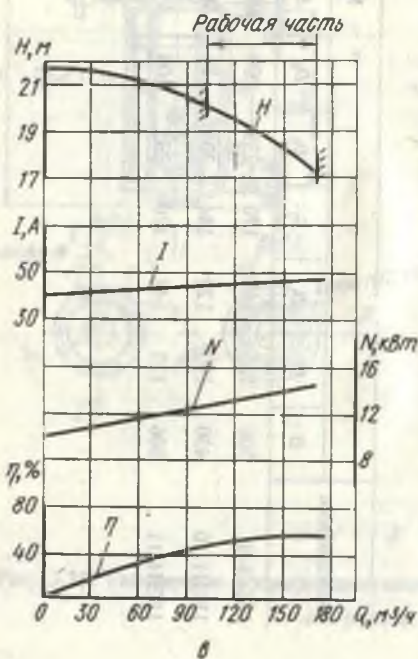
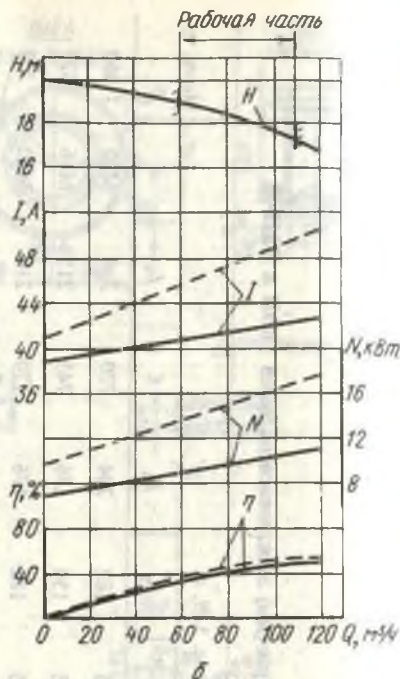
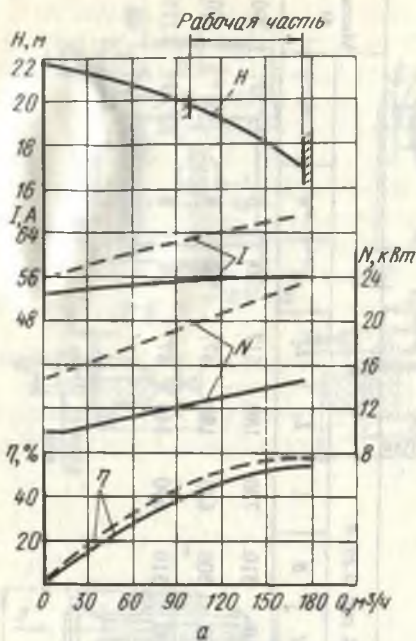
Рис. 3.29. Габаритные и присоединительные размеры электронасосов типа БЭН:
а — БЭН-Ж; б — БЭН



3.20. Габаритные и присоединительные размеры (мм) электронасосов типов БЭН и БЭН-Ж

Электронасос	К рис. 3.29, а										Масса, кг
	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L	L_1	d		
БЭН-9Ж	125	154	176	210	245	182	204	770	210	M20	360
БЭН-10Ж	100	126	150	180	215	154	176	745	215	M16	320
БЭН-11Ж	125	154	176	180	245	182	176	770	210	M20	330

Электронасос	К рис. 3.29, б														Масса, кг
	D	D_y	D_1	D_2	D_3	D_4	H	B	L	L_1	L_2	d	n	α_0	
1БЭН-9	506	125	148	170	235	200	610	510	730	180	517	20	8	22°30'	290
1БЭН-10	430	100	122	144	205	170	560	500	675	180	477	18	4	45'	250
1БЭН-11	506	125	148	170	235	200	610	510	690	140	477	20	8	22°30'	275



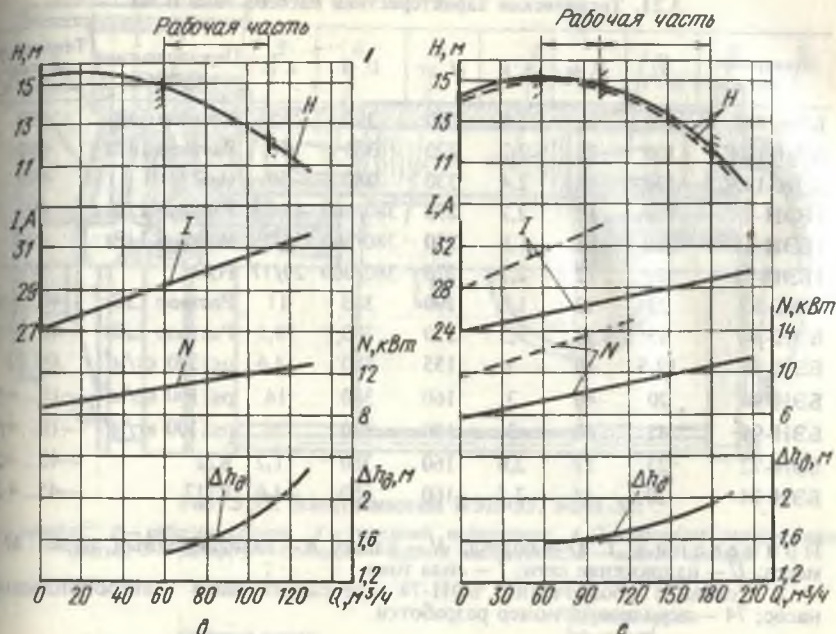
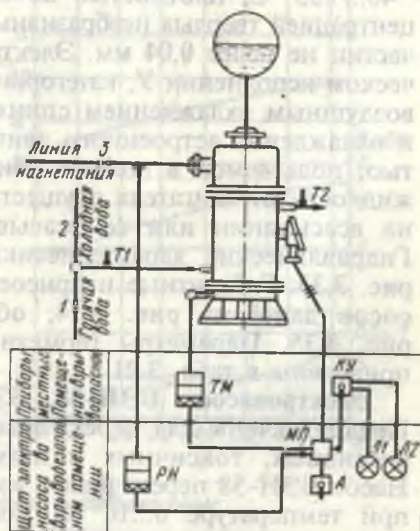


Рис. 3.30. Характеристики электронасосов:

а — БЭН-9Ж; б — БЭН-10Ж; в — БЭН-11Ж; г — 1БЭН-9; д — 1БЭН-10; е — 1БЭН-11
(сплошная линия — $\rho_{\text{ж}} = 100 \text{ кг/м}^3$; штриховая — $\rho_{\text{ж}} = 1700 \text{ кг/м}^3$)

Рис. 3.31. Схема КИП электронасосов 1БЭН-9, 1БЭН-10:

ТМ — термометр манометрический показывающий с сигнальным устройством, взрывозащищенный ТПП-СК (диапазон $0 \dots 100^\circ \text{C}$); РН — мановакуумметр электроконтактного типа ВЭ-16рб (ТУ 03-31-66); КУ — переключатель универсальный УП 5804/Ж45 (СТУ 27-516-64); МП — магнитный пускатель с тепловыми реле, рассчитанный на силу тока 40 А (МРТУ 16529.006-84); А — автоматический выключатель АЗ163 (МРТУ 16-526010-65); Л1, Л2 — сигнальные лампы типа Ц16; 1, 3 — запорные вентили; Т1, Т2 — термометры



3.21. Технические характеристики насосов типа БЭН

Электрона- сос	Q , м ³ /ч	H , м	h , м	M , кг	U , В	I , А	Перекачиваемая жидкость	Температу- ра жид- кости, °С
БЭН-9Ж	170	16	2,4	360	380	65	Раствор LiBr	<90
БЭН-10Ж	100	16	2,2	320	380	50	Раствор LiBr	<90
БЭН-11Ж	170	16	2,4	330	380	50	H ₂ O	<90
1БЭН-9	170	12	2,2	290	380/660	43/25	Раствор LiBr	<90
1БЭН-10	100	15	1,8	250	380/660	34/19	Раствор LiBr	<90
1БЭН-11	170	12	2,2	275	380/660	29/17	H ₂ O	90
БЭН-33	20	12	1,3	190	380	11	Раствор LiBr	-40...+50
БЭН-34	45	12	1,3	220	380	19,5	Раствор LiBr	-40...+50
БЭН-58	12,5	40	3	155	380	14,6	$\rho \leq 1300$ кг/м ³	0...10
БЭН-94	20	40	3	160	380	14	$\rho \leq 1100$ кг/м ³	-10...+50
БЭН-95	45	40	3	190	380	26	$\rho \leq 1100$ кг/м ³	-10...+50
БЭН-72	25	17	2,0	160	380	11,2	R22	-45...+25
БЭН-74	20	44	3,5	160	380	14,6	R717	-45...+25

Примечания: 1. Q — подача; H — напор; h — кавитационный запас; M — масса; U — напряжение сети; I — сила тока.

2. Условное обозначение: БЭН-74 — бессальниковый электроприводной насос; 74 — порядковый номер разработки.

Электронасосы БЭН-33 и БЭН-34. Предназначены для перекачивания под вакуумом в стационарных бромисто-литиевых холодильных установках растворов бромистого лития температурой $-40...+55$ °С, плотностью не более 1800 кг/м³, массовой концентрацией твердых неабразивных включений до $0,02$ %, размером частиц не более $0,04$ мм. Электронасосы изготовляют в климатическом исполнении У, категории размещения 2 по ГОСТ 15-150, с воздушным охлаждением спинки статора. Смазка подшипников и охлаждение встроенного двигателя — перекачиваемой жидкостью, подаваемой в полость двигателя из насосной части. Отвод жидкости от двигателя осуществляется трубопроводом в емкость на всасывании или во всасывающий трубопровод (рис. 3.32). Гидравлические характеристики электронасосов приведены на рис. 3.33. Габаритные и присоединительные размеры электронасосов даны на рис. 3.34, общая схема автоматизации — на рис. 3.35. Параметры герметичных электронасосов типа БЭН приведены в табл. 3.21.

Электронасосы БЭН-58, БЭН-94, БЭН-95 (рис. 3.36...3.42). Предназначены для перекачивания в стационарных условиях агрессивных, токсичных и легковоспламеняющихся жидкостей. Насос БЭН-58 перекачивает жидкости плотностью до 1300 кг/м³ при температуре $0...10$ °С, содержащие твердые неабразивные

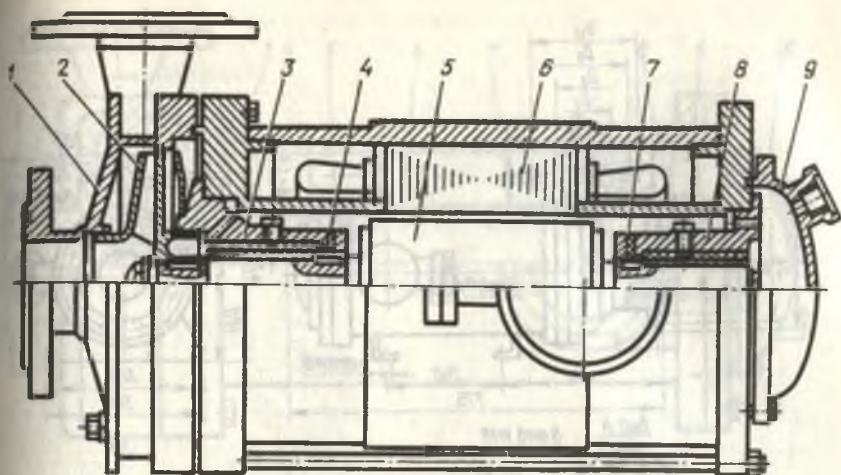


Рис. 3.32. Электронасосы БЭН-33, БЭН-34:

1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — передний подшипник; 4, 7 — упорные подшипники (пяты); 5 — ротор; 6 — статор; 8 — задний подшипник; 9 — задняя крышка

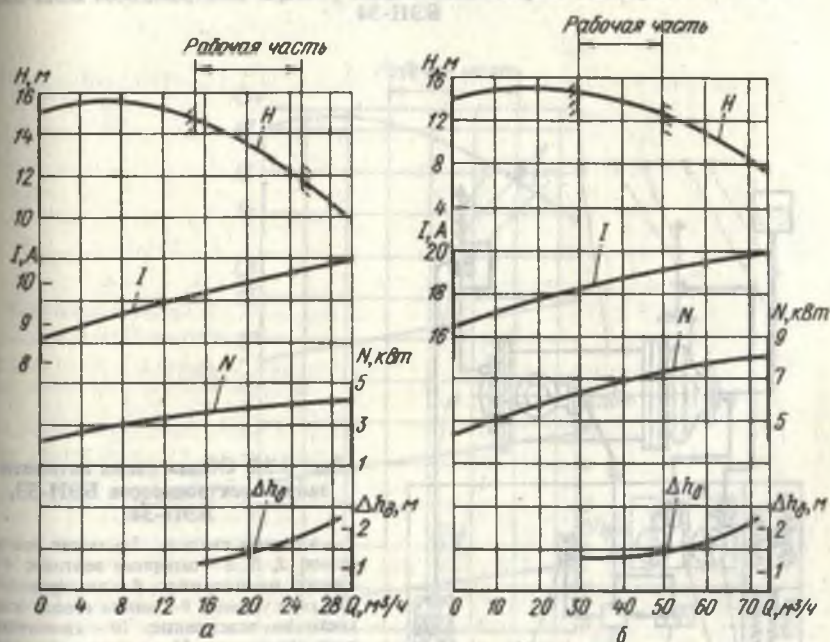


Рис. 3.33. Характеристики электронасосов:

а — БЭН-33; б — БЭН-34

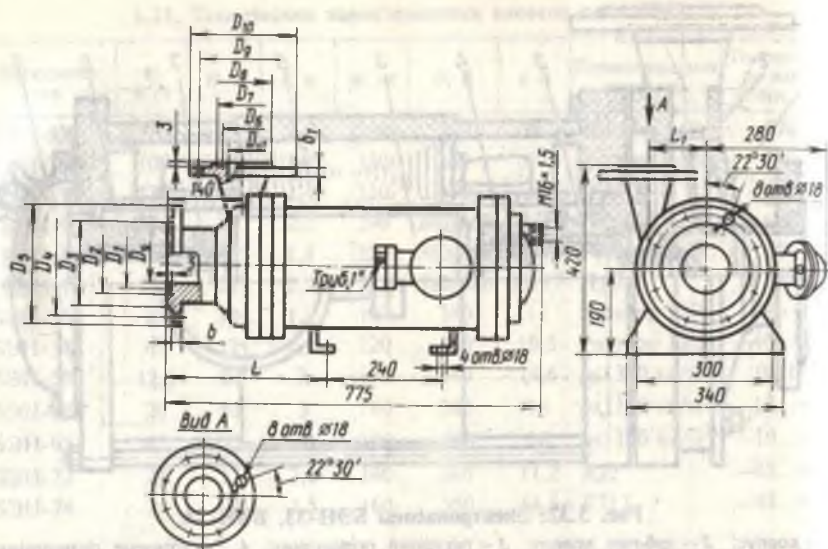


Рис. 3.34. Габаритные и присоединительные размеры электронасосов БЭН-33, БЭН-34

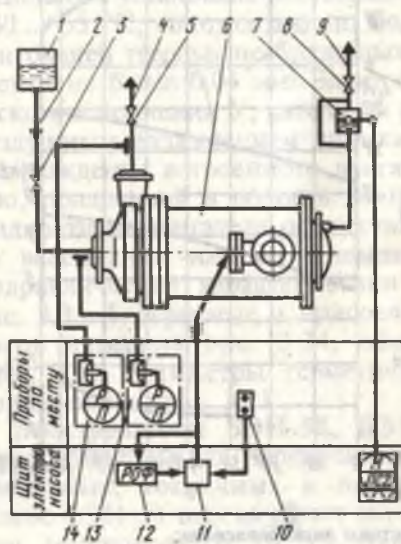


Рис. 3.35. Общая схема автоматизации электронасосов БЭН-33, БЭН-34:

1 — заборная емкость; 2 — линия всасывания; 3, 5, 8 — запорные вентили; 4 — линия магнетания; 6 — электронасос; 7 — реле уровня; 9 — линия отвода жидкости на всасывание; 10 — кнопочный пост управления; 11 — магнитный пускатель; 12 — реле обрыва фаз; 13, 14 — электромагнитные манометры

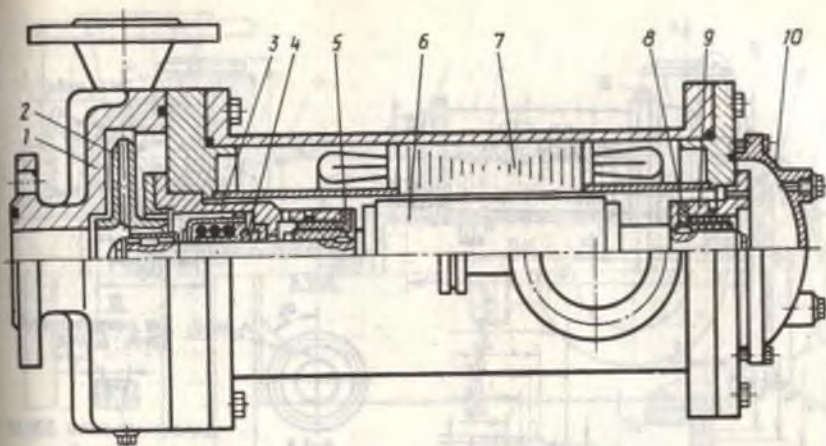


Рис. 3.36. Электронасос БЭН-58:

1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — передний подшипник; 4 — торцовое уплотнение; 5, 8 — упорные подшипники (пяты); 6 — ротор; 7 — статор; 9 — задний подшипник; 10 — задняя крышка

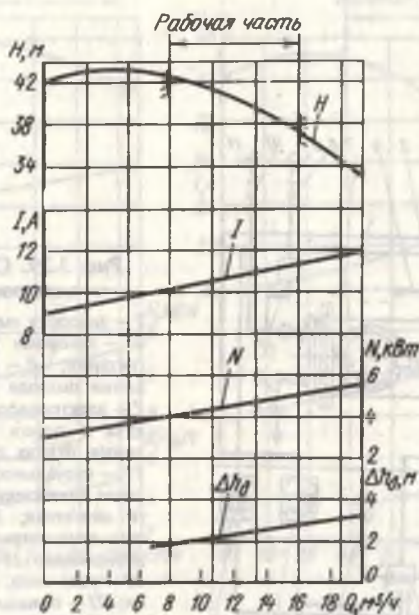


Рис. 3.37. Характеристика электронасоса БЭН-58

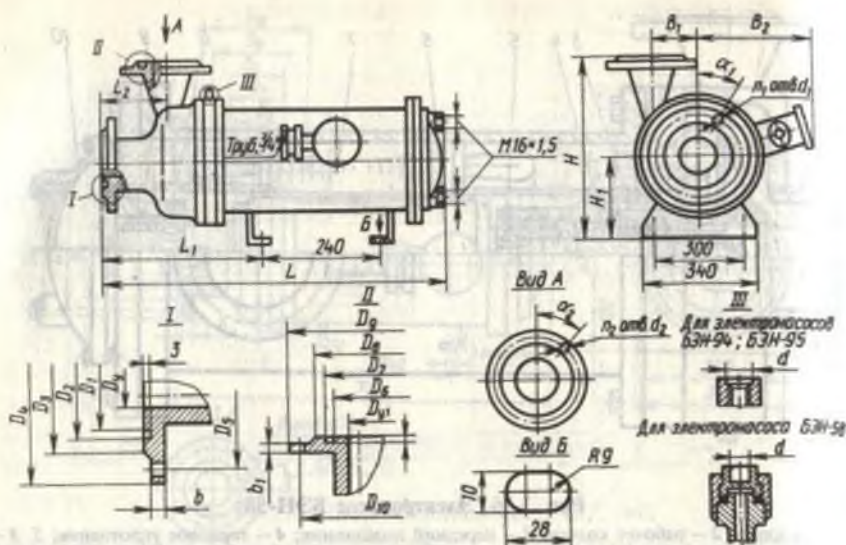


Рис. 3.38. Габаритные и присоединительные размеры электронасосов БЭН-58, -94, -95

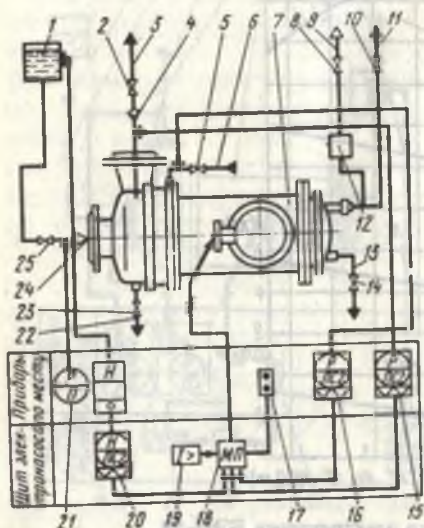


Рис. 3.39. Схема автоматизации электронасоса БЭН-58:

1 — заборная емкость; 2, 5, 8, 10, 14, 23, 25 — запорные вентили; 3 — линия нагнетания; 4 — обратный клапан; 6 — линия подвода охлаждающей жидкости; 7 — электронасос; 9 — линия отвода воздуха и паров при заполнении; 11 — линия отвода охлаждающей жидкости; 12 — визуальное устройство; 13 — линия слива охлаждающей жидкости из полости двигателя; 15, 16 — электроконтактные манометры; 17 — кнопочный пост управления; 18 — магнитный пускатель; 19 — реле тока; 20 — сигнализатор уровня; 21 — показывающий манометр; 22 — линия слива рабочей жидкости; 24 — линия всасывания

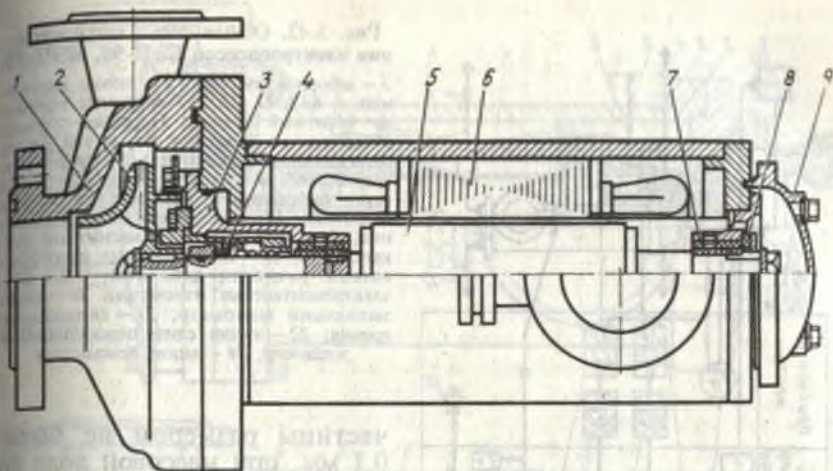


Рис. 3.40. Электронасосы БЭН-94, БЭН-95:

1 — корпус насоса; 2 — рабочее колесо; 3 — передний подшипник; 4 — торцовое уплотнение; 5 — ротор; 6 — статор; 7 — задний подшипник; 8 — упорный подшипник (пята); 9 — задняя крышка

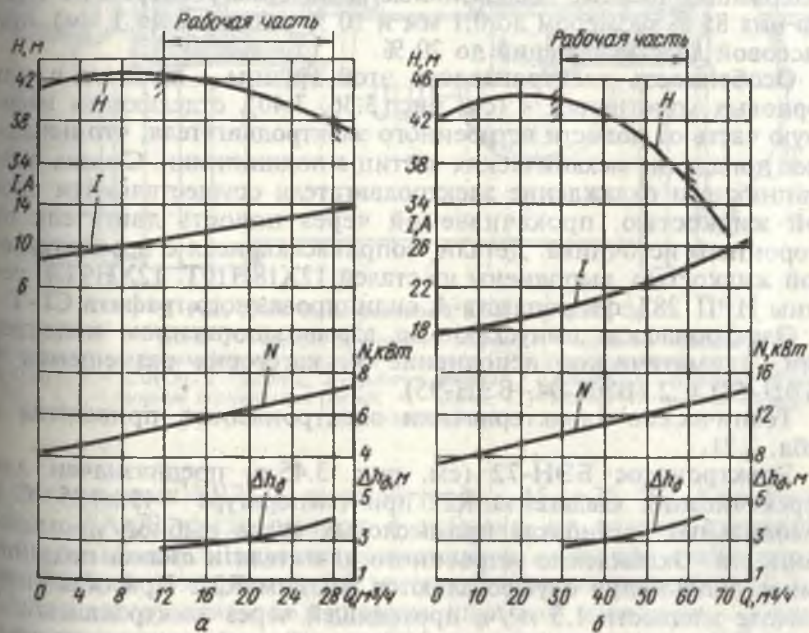


Рис. 3.41. Характеристики электронасосов:

а — БЭН-94; б — БЭН-95

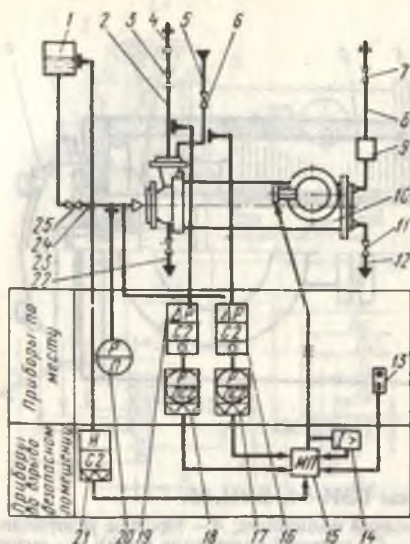


Рис. 3.42. Общая схема автоматизации электронасосов БЭН-94, БЭН-95:

1 — заборная емкость; 2 — линия нагнетания; 3, 6, 7, 11, 23, 25 — запорные вентили; 4 — обратный клапан; 5 — линия подвода охлаждающей жидкости; 8 — линия отвода охлаждающей жидкости; 9 — визуальное устройство; 10 — электронасос; 12 — линия слива охлаждающей жидкости из полости двигателя; 13 — кнопочный пост управления; 14 — реле тока; 15 — магнитный пускатель; 16, 19 — измерительные преобразователи разности давлений; 17, 18 — электроконтактные манометры; 20 — показывающий манометр; 21 — сигнализатор уровня; 22 — линия слива перекачиваемой жидкости; 24 — линия всасывания

частицы размером не более 0,1 мм, при массовой доле до 15 %. Насосы БЭН-94 и БЭН-95 перекачивают жидкости при температуре $-10...+50^{\circ}\text{C}$, плотностью не более 1100 кг/м^3 ,

содержащие твердые неабразивные включения размером до 5 мм (из них 85 % размером до 0,1 мм и 10 % размером до 1 мм), при массовой доле включений до 20 %.

Особенность электронасосов этой группы — наличие в них торцовых уплотнений 4 (см. рис. 3.36, 3.40), отделяющих насосную часть от полости встроенного электродвигателя, что исключает попадание механических частиц в подшипники. Смазка подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляются чистой жидкостью, прокачиваемой через полость двигателя от стороннего источника. Детали, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, выполнены из сталей 12Х18Н10Т, 12ХН9ТЛ, резины ИРП1287, фторопласта-4, силицированного графита СГ-Т.

Электронасосы выпускают во взрывозащищенном исполнении, климатическое исполнение У, категория размещения 4 (БЭН-58) и 2 (БЭН-94, БЭН-95).

Технические характеристики электронасосов приведены в табл. 3.21.

Электронасос БЭН-72 (см. рис. 3.45, а) предназначен для перекачивания хладагента R22 при температуре $-45...+25^{\circ}\text{C}$ в холодильных установках промышленных судов рыбной промышленности. Охлаждение встроенного двигателя и смазка подшипников скольжения осуществляются жидким R22. При объемном расходе жидкости $1,5\text{ м}^3/\text{ч}$, проходящей через электродвигатель, гидравлическое сопротивление отводящей трубы не должно превышать 1 м (рис. 3.43, а).

Электронасос БЭН-74 предназначен для перекачивания жид-

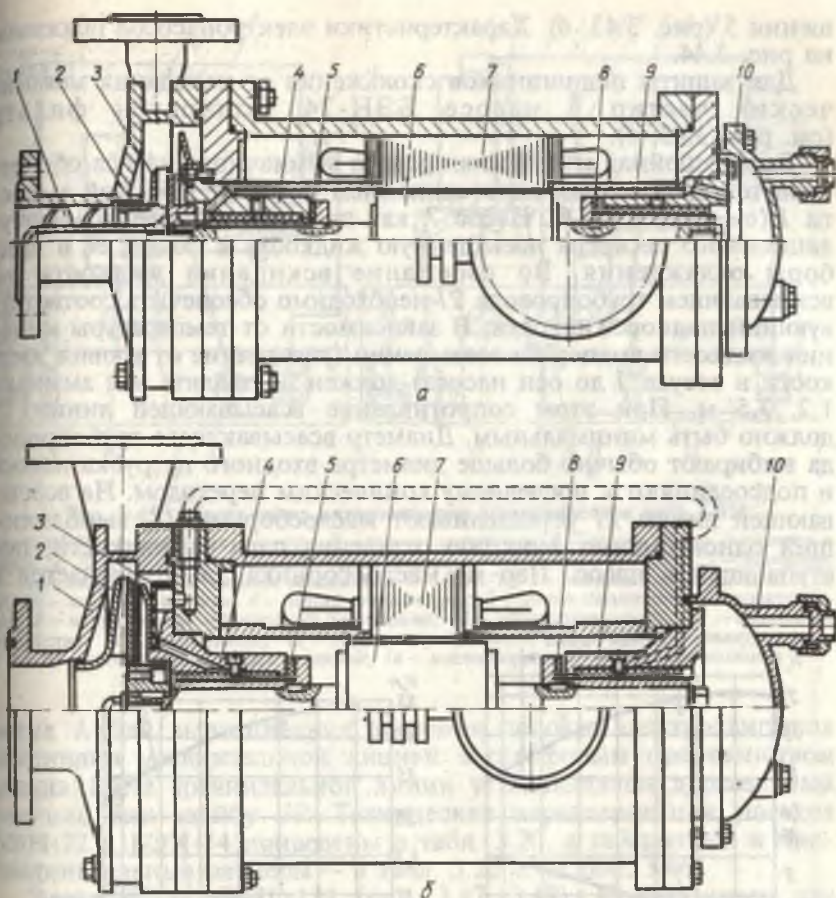


Рис. 3.43. Электронасосы БЭН-72, БЭН-74:

а — БЭН-72: 1 — шнек; 2 — корпус; 3 — рабочее колесо; 4 — передний подшипник; 5, 8 — упорные подшипники (пята); 6 — ротор; 7 — статор; 9 — задний подшипник; 10 — задняя крышка; *б* — БЭН-74: 1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — фильтр; 4 — передний подшипник; 5, 8 — упорные подшипники (пята); 6 — ротор; 7 — статор; 9 — задний подшипник; 10 — задняя крышка

кого аммиака (R717) температурой $-45...+25$ °C. Количество масла ХА-30, растворенного в аммиаке, не должно превышать 4 % по объему. Допускается наличие в жидкости неабразивных включений размером до 0,2 мм при массовой доле их до 0,2 %. Насосы изготовляют во взрывозащищенном исполнении. Климатическое исполнение насоса ОМ по документации, одобренной Регистром России и его техническим надзором, категория разме-

щения 5 (рис. 3.43, б). Характеристики электронасосов показаны на рис. 3.44.

Для защиты подшипников скольжения от попадания механических частиц в насос БЭН-74 установлен фильтр (см. рис. 3.43, б).

Бесперебойная и надежная работа аммиачного насоса обеспечивается правильным подсоединением насоса к заборной емкости 1 (см. рис. 3.45, б). Насос 7, как правило, забирает из циркуляционного ресивера насыщенную жидкость и подает ее в приборы охлаждения. Во избежание вскипания жидкости во всасывающем трубопроводе 21 необходимо обеспечить соответствующий подпор жидкости. В зависимости от температуры кипения жидкости подпор на всасывании (расстояние от уровня жидкости в сосуде 1 до оси насоса) должен составлять для аммиака 1,2...3,5 м. При этом сопротивление всасывающей линии 21 должно быть минимальным. Диаметр всасывающего трубопровода выбирают обычно больше диаметра входного патрубка насоса и подсоединяют к последнему коническим переходом. На всасывающей линии 21 устанавливают маслосборник 18, выполняющий одновременно функцию отделения пара от жидкости, поступающей в насос. Пар из маслосборника 18 возвращается в

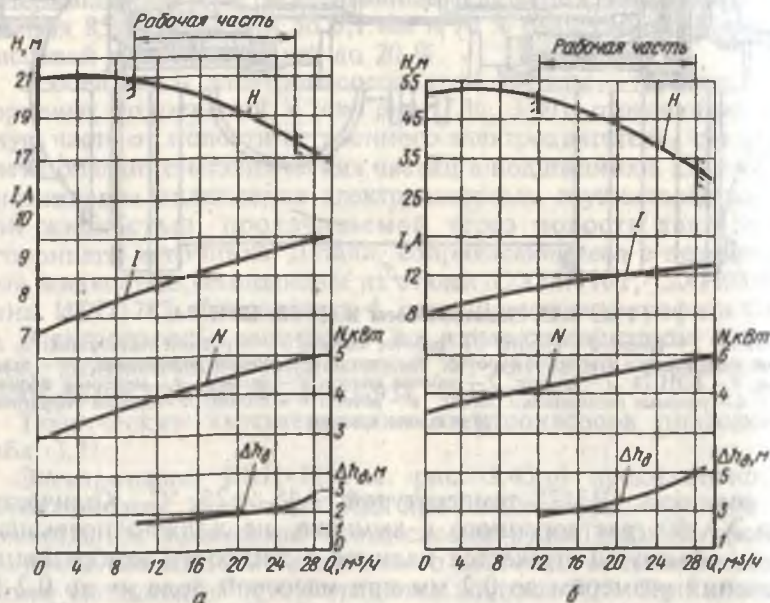


Рис. 3.44. Характеристики электронасосов:

а — БЭН-72; б — БЭН-74 (характеристика БЭН-72 на R22)

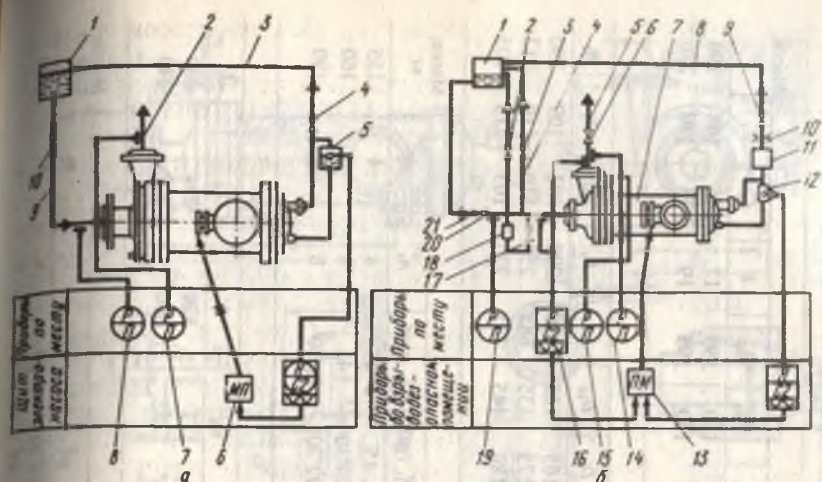


Рис. 3.45. Общая схема автоматизации электронасосов типа БЭН:

а — БЭН-72: 1 — заборная емкость; 2 — линия нагнетания; 3 — линия отвода жидкости и паров; 4, 10 — запорные вентили; 5 — реле уровня; 6 — магнитный пускатель; 7 — манометр; 8 — мановакуумметр; 9 — линия всасывания; б — БЭН-74: 1 — заборная емкость; 2, 3, 6, 9, 17, 20 — запорные вентили; 4 — линия отвода паров; 5 — линия нагнетания; 7 — электронасос; 8 — линия отвода жидкости на всасывание; 10 — дроссельная шайба; 11 — визуальное устройство; 12 — реле уровня; 13 — магнитный пускатель; 14, 15, 19 — мановакуумметры; 16 — датчик реле разности давлений; 18 — маслосборник; 21 — линия всасывания

сосуд 1. Для выравнивания давления полость электродвигателя соединяют уравнивающей линией 8 с паровым пространством сосуда 1. На уравнивающей линии устанавливают дроссельный вентиль или шайбу 10. Технические характеристики насосов БЭН-72 и БЭН-74 приведены в табл. 3.20, а габаритные и присоединительные размеры — в табл. 3.22 и на рис. 3.46.

Электронасос ЦНГ-131 (рис. 3.47...3.49). Предназначен для перекачивания фреонов, не содержащих абразивных примесей. Проточная часть изготавливается из коррозионно-стойкой стали. Насос работает в продолжительном режиме от сети переменного тока с частотой 50 Гц и рассчитан на пуск непосредственным включением на полное номинальное напряжение сети. Представляет собой моноблок, состоящий из насосной части и встроенного трехфазного асинхронного короткозамкнутого электродвигателя.

Насосная часть состоит из центробежного насоса, насаженного на консольный конец вала ротора и корпуса насоса. Пакет ротора и обмотка статора герметизированы тонкостенной немагнитной гильзой. Охлаждение электродвигателя и смазка радиальных и упорных подшипников осуществляются перекачиваемой жидкостью.

3.22. Габаритные, присоединительные размеры (мм) и масса электронасосов типа БЭН

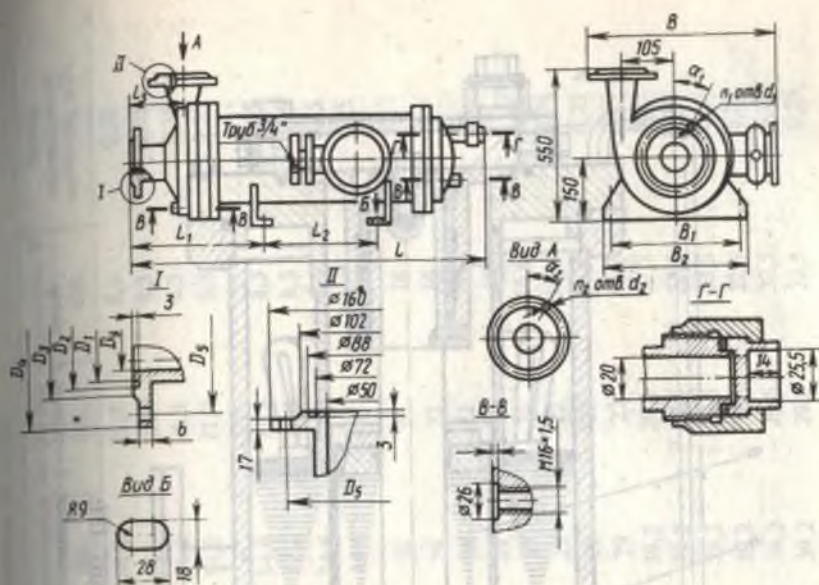
Электро-насос	К рис. 3.34															Масса, кг
	D_7	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_{y1}	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	b	L	L_1	
БЭН-33	80	105	121	138	160	195	80	105	121	138	160	195	17	365	108	190
БЭН-34	125	154	176	188	210	245	80	105	121	138	160	195	19	370	130	220

Электро-насос	К рис. 3.38																	Масса, кг
	D_7	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_{y1}	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	L	L_1	L_2	B_1	B_2	
БЭН-58	50	72	88	108	175	135	40	60	76	96	165	125	690	290	103	109	250	
БЭН-94	80	105	121	138	210	170	50	72	88	108	175	135	685	255	110	110	313	
БЭН-95	80	105	121	138	195	160	65	94	110	122	180	145	785	275	105	115	305	

Электро-насос	К рис. 3.38												Масса, кг
	H	H_1	δ	b_1	d	d_1	d_2	α_1^0 , град	α_2^0 , град	n_1	n_2		
БЭН-58	360	160	14	14	10	23	23	45	45	4	4	155	
БЭН-94	375	165	27	23	M16x1,5	23	23	22°30'	45	8	4	160	
БЭН-95	390	165	19	19	M16x1,5	18	18	22°30'	22°30'	8	8	190	

Электро-насос	К рис. 3.46										Масса, кг
	D_7	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L	L_1	L_2	
БЭН-72	80	105	121	138	195	152	117	820	294	230	
БЭН-74	50	72	88	102	160	125	125	800	302	240	

Электро-насос	К рис. 3.46												Масса, кг
	L_3	B	B_1	B_2	b	d_1	d_2	α_1^0	α_2^0	n_1	n_2		
БЭН-72	135	470	290	345	19	17	17	22°30'	30	8	6	160	
БЭН-74	104	425	300	340	17	18	18	45	45	4	4	160	



Для защиты полости ротора и подшипниковых пар от случайных твердых частиц служит фильтр.

Электронасос изготавливают во взрывонепроницаемом исполнении ВЗГ и устанавливают в помещениях всех классов, включая наружные установки.

Техническая характеристика электронасоса ЦНГ-131

Нормальные характеристики электронасоса приведены на рис. 3.48, габаритные и присоединительные размеры — на рис. 3.49.

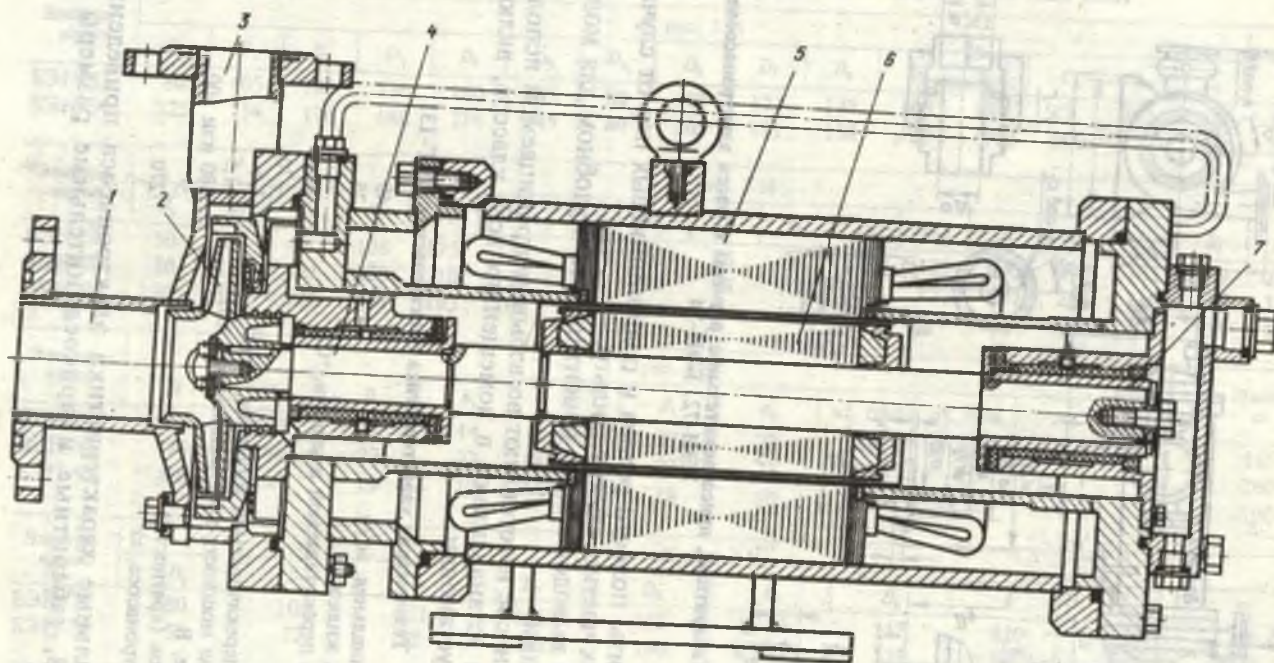


Рис. 3.47. Электронасос ЦНГ-131:

1 — подвод; 2 — колесо рабочее; 3 — отвод; 4, 7 — подшипники; 5 — статор; 6 — ротор

3.23. Техническая характеристика насосов ХГ и ЦГ

Электронасос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Допускаемый кавитацион- ный запас, м	Температура перекачиваемой жидкости, °С	Номинальный ток (А) при напряжении, В			Расход охлаждающей жидкости, м ³ /ч
					380	500	600	
2ХГ-5-А-4,5-1	20	44	3	От -40 до +50	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-Е-4,5-1	20	44	3	От -50 до +50	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-К-4,5-1	20	44	3	От -50 до +50	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-К1-4,5-1	20	44	3	От -50 до +50	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-А-4,5-2	20	44	3	От -40 до +100	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-Е-4,5-2	20	44	3	От -50 до +100	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-К-4,5-2	20	44	3	От -50 до +100	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-5-К1-4,5-2	20	44	3	От -50 до +100	14,6	11,3	8,3	0,25
2ХГ-4-А-10-4	20	61	3	От -40 до +50	29	22	16	6
2ХГ-4-Е-10-4	20	61	3	От -50 до +50	29	22	16	6
2ХГ-4-К-10-4	20	61	3	От -50 до +50	29	22	16	6
2ХГ-4-К1-10-4	20	61	3	От -50 до +50	29	22	16	6
2ХГ-4-А-10-5	20	61	3	50...100	29	22	16,6	0,25
2ХГ-4-Е-10-5	20	61	3	50...100	29	22	16,6	0,25
	20	61	3	50...100	29	22	16,6	0,25
	20	61	3	50...100	29	22	16,6	0,25
	20	88	3	От -40 до +50	39,2	29,6	22,5	0,25
	20	88	3	От -40 до +50	39,2	29,6	22,5	0,25
	20	88	3	От -50 до +50	39,2	29,6	22,5	0,25
	20	88	3	От -50 до +50	39,2	29,6	22,5	0,25
	20	88	3	50...100	39,2	29,6	22,5	0,25
	20	88	3	50...100	39,2	29,6	22,5	0,25

081

Ц.
ЦГ10

Электронасос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Допускаемый кавитацион- ный запас, м	Температура перекачиваемой жидкости, °С	Номинальный ток (А) при напряжении, В			Расход охлаждающей жидкости, м ³ /ч
					380	500	600	
2ХГ-3-К-14-5	20	88	3	50...100	39,2	29,6	22,5	0,25
2ХГ-3-К1-14-5	20	88	3	50...100	39,2	29,6	22,5	0,25
4ХГ-12-А-14-2	90	33	5	От -40 до +100	39,2	29,6	22,5	0,25
4ХГ-12-Е-14-2	90	33	5	От -50 до +100	39,2	29,6	22,5	0,25
4ХГ-12-К-14-2	90	33	5	От -50 до +100	39,2	29,6	22,5	0,25
4ХГ-12-К1-14-2	90	33	5	От -50 до +100	39,2	29,6	22,5	0,25
ЦГ12,5/50-А-4-4	12,5	50	1	От -40 до +50	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-Е-4-4	12,5	50	1	От -50 до +50	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-К-4-4	12,5	50	1	От -50 до +50	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-К1-4-4	12,5	50	1	От -50 до +50	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-А-4-5	12,5	50	1	60...100	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-Е-4-5	12,5	50	1	60...100	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-К-4-5	12,5	50	1	60...100	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ12,5/50-К1-4-5	12,5	50	1	60...100	9,9	29,6	5,7	0,25
ЦГ25/50-А-7,5-4	25	50	1,8	От -40 до +50	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-Е-7,5-4	25	50	1,8	От -40 до +50	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-К-7,5-4	25	50	1,8	От -50 до +50	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-К1-7,5-4	25	50	1,8	От -50 до +50	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-А-7,5-5	25	50	1,8	50...100	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-Е-7,5-5	25	50	1,8	50...100	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-К-7,5-5	25	50	1,8	50...100	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ25/50-К1-7,5-5	25	50	1,8	50...100	17,8	29,6	10,3	0,25
ЦГ50/12,5-А-3-1	50	12,5	1,3	От -40 до +50	7,6	29,6	4,5	0,25
ЦГ50/12,5-У-3-1	50	12,5	1,3	От -40 до +50	7,6	29,6	4,5	0,25

Электронасос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Допускаемый кавитацион- ный запас, м	Температура перекачиваемой жидкости, °С	Номинальный ток (А) при напряжении, В			Расход охлаждающей жидкости, м ³ /ч
					380	500	600	
ЦГ50/12,5-К-3-1	50	12,5	1,3	От -50 до +50	7,6	29,6	4,5	0,25
ЦГ50/12,5-К1-3-1	50	12,5	1,3	От -50 до +50	7,6	29,6	4,5	0,25
ЦГ50/50-А-15-1	50	50	3	От -40 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-Е-15-1	50	50	3	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-К-15-1	50	50	3	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-К1-15-1	50	50	3	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-А-15-4	50	50	3	От -40 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-Е-15-4	50	50	3	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-К-15-4	50	50	3	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-К1-15-4	50	50	3	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-А-15-5	50	50	3	50...100	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-Е-15-5	50	50	3	50...100	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-К-15-5	50	50	3	50...100	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-К1-15-5	50	50	3	50...100	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/50-Е-15-5	50	50	3	50...100	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/80-А-30-4	50	50	2,2	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/80-Е-30-4	50	50	2,2	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/80-К-30-4	50	50	2,2	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ50/80-К1-30-4	50	50	2,2	От -50 до +50	38	29,6	22	0,25
ЦГ100/50-А-30-1	100	50	3,4	От -40 до +40	77	29,6	44,5	0,25
ЦГ100/50-Е-30-1	100	50	3,4	От -50 до +50	77	29,6	44,5	0,25
ЦГ100/50-К-30-1	100	50	3,4	От -50 до +50	77	29,6	44,5	0,25
ЦГ100/50-К1-30-1	100	50	3,4	От -50 до 50	77	29,6	44,5	0,25

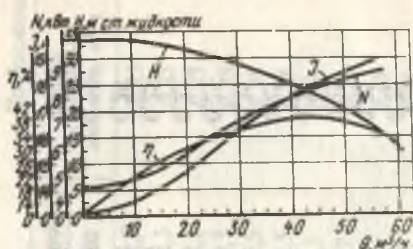


Рис. 3.48. Характеристики электронасоса ЦНГ-131 ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$, $D_2 = 168 \text{ мм}$)

Электронасосы типов ХГ, ЦГ.
Электронасосы 1,5ХГ-6-2,8-2,
1,5ХГ-6×2-2,8-2, 1,5ХГ-3-2,8-4,
ЦГ6,3/20-1,1-1, ЦГ6,3/32-2,2-1(4),
ЦГ25/80-15-4, 3ЦГ40/50-15/1(4),
ЦГ100/32-15-1(4), ЦГ100/80-45-5.

ЦГ100/125-75-4 имеют сходную конструкцию. Конструктивно насосы этой группы различаются расположением осевых упорных подшипников. У насоса ЦГ100/125-75-4 (рис. 3.50) упорные подшипники расположены в передней части насоса, у остальных — по торцам заднего радиального подшипника.

Технические характеристики насосов типа ЦГ100 приведены на рис. 3.51 и в табл. 3.23 и 3.24. По материалам проточной части насосы имеют исполнения А, К, К1, Е. Насосы 1,5ХГ-6-2,8-2 (ЦНГ-70М-1), 1,5ХГ-6×2-2,8-2 (ЦНГ-70М-2), 1,5-6×3-2,8-2 (ЦНГ-70М-3) и ЦГ100/80-45-5 в исполнении А могут перекачивать жидкости температурой $-40...+100^\circ\text{C}$, в исполнении К, К1, Е $-50...+100^\circ\text{C}$. Насосы ЦНГ-70М-3 и ЦГ100/80-45-5 имеют рубашки внешнего охлаждения. Расход охлаждающей жидкости составляет соответственно 0,25 и 1 м³/ч. Остальные насосы рассчитаны на перекачивание жидкости температурой $-40...+50^\circ\text{C}$ (исполнение А) и $-50...+50^\circ\text{C}$ (исполнения К, К1, Е). При конструктивном исполнении 1 и 4 для этих насосов внешнее охлаждение не предусмотрено. Схемы автоматизации обвязки электронасосов этой группы показаны на рис. 3.52.

3.24. Технические характеристики насосов типов ХГ и ЦГ

Электронасос	Подача, м³/ч	Напор, м	Кавита- ционный запас, м	Номинальный ток (А) при напряжении, В			Масса, кг
				380	500	600	
1,5ХГ-6-2,8-2	8	18	2,5	11,1	8,4	6,3	130
1,5ХГ-6×2-2,8-2	8	35	2,5	11,1	8,4	6,3	140
1,5ХГ-6×3-2,8-2	8	53	2,5	11,1	8,4	6,3	155
1,5ХГ-3-2,8-4	8	58	2	11,1	8,4	6,3	140
ЦГ6,3/20-1,1-1	6,3	20	0,9	3	8,4	1,7	70
ЦГ6,3/20-1,1-4	6,3	20	0,9	3	8,4	1,7	75
ЦГ6,3/32-2,2-1(4)	6,3	32	0,9	5,7	8,4	3,3	80
ЦГ2,5/80-15-4	25	80	1,8	35	8,4	20	150
3ЦГ50/50-15-1	50	50	2,4	35	8,4	20	190
ЦГ50/50-15-4	50	50	2,4	35	8,4	20	205
ЦГ100/32-15-1	100	32	3,5	35	8,4	20	205
ЦГ100/32-15-4	100	32	3,5	35	8,4	20	265
ЦГ100/80-45-5	100	80	3	110	8,4	63,5	500
ЦГ100/125-75-4	100	125	3	164	8,4	95	750

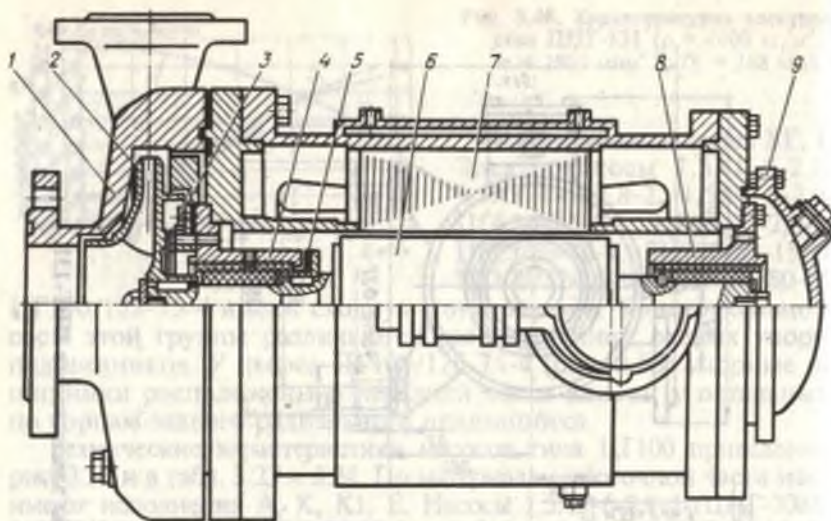


Рис. 3.50. Электронасос ЦГ100/125-75-4:

1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3, 5 — пята; 4 — передний подшипник; 6 — ротор; 7 — статор; 8 — задний подшипник; 9 — задняя крышка

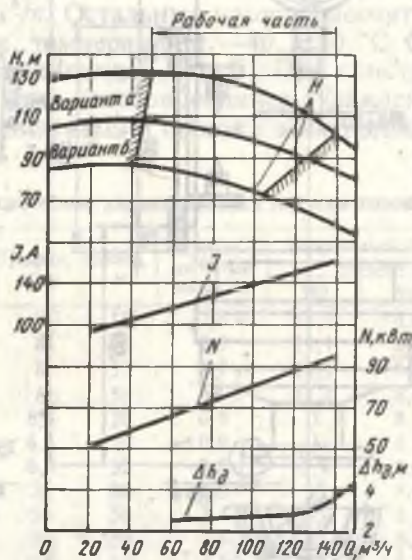


Рис. 3.51. Характеристика электронасоса ЦГ100/125-75-4(5)

Рис. 3.52. Общая схема автоматизации электронасосов типа ЦГ:

1 — заборная емкость; 2, 9, 22 — запорные вентили; 3 — обратный клапан; 4 — линия нагнетания; 5 — линия отвода охлаждающей жидкости; 6 — электронасос; 7 — линия подвода охлаждающей воды; 8 — линия отвода жидкости на всасывание; 10 — линия отвода воздуха и паров при заполнении электронасоса; 11 — визуальное устройство; 12 — линия слива охлаждающей жидкости; 13, 19 — сигнализаторы уровня; 14 — кнопочный пост управления; 15 — магнитный пускатель; 16 — реле тока; 17 — электроконтактный манометр; 18 — измерительный преобразователь разности давлений; 20 — линия слива рабочей жидкости; 21 — линия всасывания

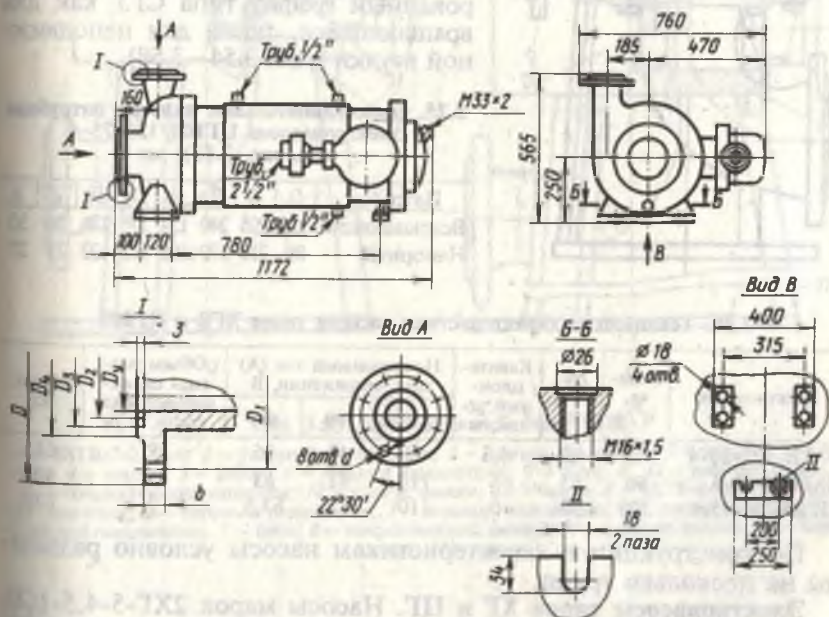
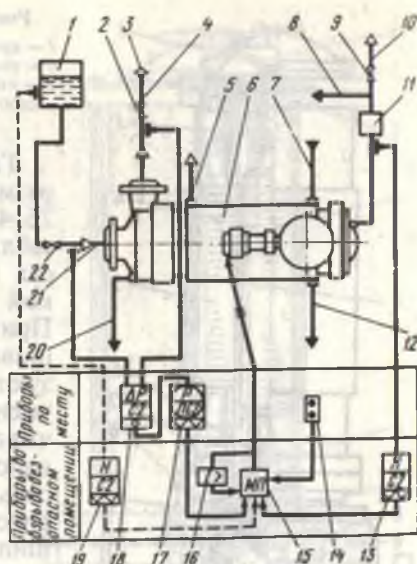


Рис. 3.53. Габаритные и присоединительные размеры насоса ЦГ100/125-75-4

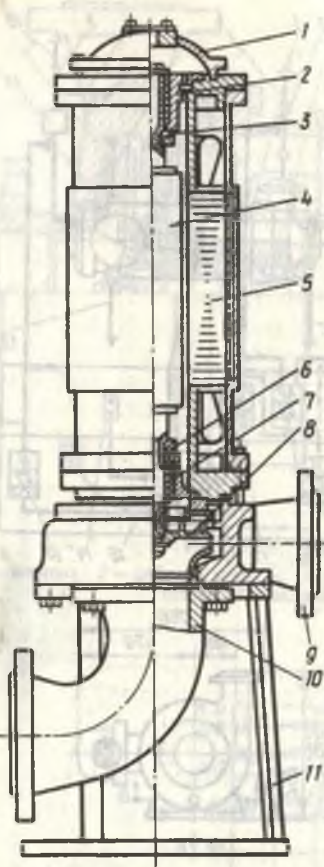


Рис. 3.54. Электронасос ЦГ200/50-45-4:

1 — крышка двигателя; 2 — верхний подшипник; 3, 6 — упорные подшипники; 4 — ротор; 5 — статор; 7 — нижний подшипник; 8 — рабочее колесо; 9 — корпус отвода; 10 — корпус подвода; 11 — опора

Габаритные и присоединительные размеры электронасосов ЦГ100/125-75-4 приведены на рис. 3.53 и в табл. 3.25, 3.26. Осевые силы в насосах воспринимаются гидростатической пятой обратного-щелевого типа. При этом для дросселирования взвешивающих потоков жидкости используются только торцовые щели, что уменьшает утечки через пяту и увеличивает ее долговечность, так как износ элементов, образующих дроссельные щели, не изменяет несущей способности пяты. Радиальные подшипники в насосах гидродинамического типа с парой трения — силицированный графит типа СГТ как для вращающейся, так и для неподвижной втулки (рис. 3.54—3.58).

3.25. Присоединительные размеры патрубков электронасосов ЦГ100/125-75-4 (см. рис. 3.53), мм

Патрубок	D_1	D	D_2	D_3	D_4	d	b
Всасывающий	125	295	240	154	176	184	30 33
Напорный	80	210	170	105	121	133	23 27

3.26. Технические характеристики насосов типов ХГВ и ЦГ200

Электронасос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Кавитационный запас, м	Номинальный ток (А) при напряжении, В			Объем расхода охлаждающей жидкости, м ³ /ч	Масса, кг
				380	500	600		
3ХГВ-7х2-20-4	45	90	4,5	62	47	35	2	615
4ХГВ-6-40-5	90	85	5	110	82	63	2	825
ЦГ200/50-45-4	200	50	6	110	82	63,5	2	670

По конструкции и характеристикам насосы условно разделены на несколько групп.

Электронасосы типов ХГ и ЦГ. Насосы марок 2ХГ-5-4,5-1(2), 2ХГ-4-10-4, 2ХГ-3-14-4; 4ХГ-12-14-2; ЦГ12,5/50-4-4; ЦГ25/50-7,5-4; ЦГ50/12,5-3-1; ЦГ50/50-15-1/4; ЦГ50/80-30-40; ЦГ100/50-30-1 представлены на рис. 3.59, 3.60.

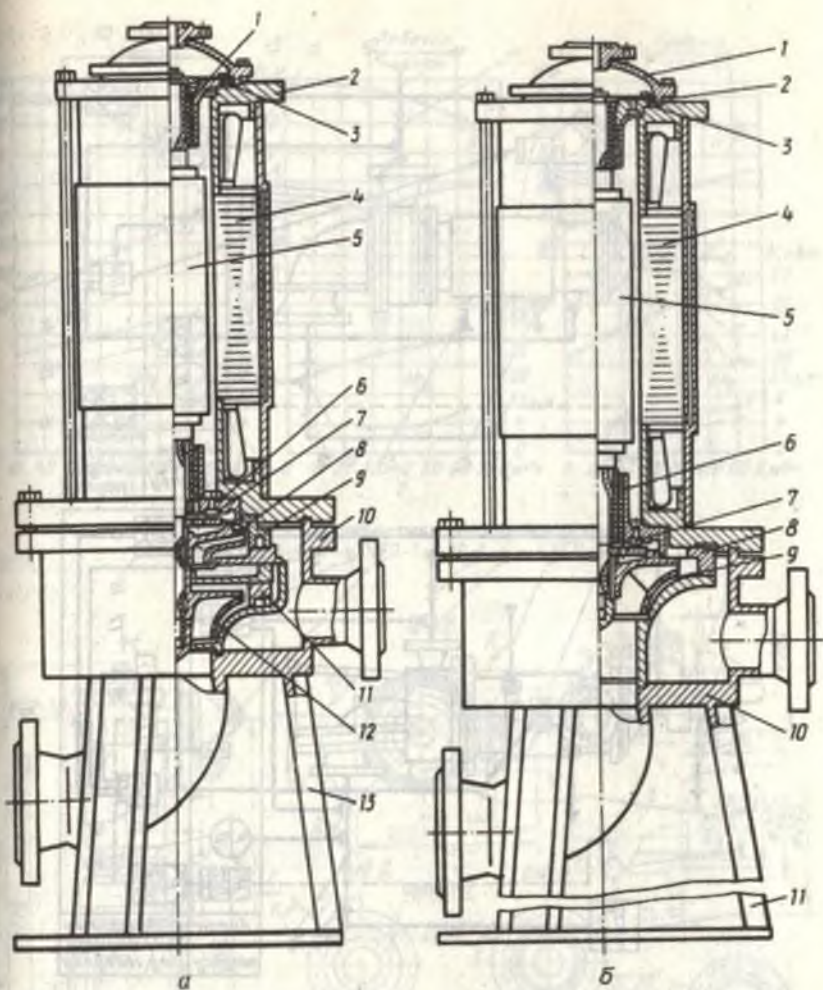


Рис. 3.55. Электронасосы типа ХГВ:

а — 3ХГВ-7х2-20-4: 1 — упорный подшипник; 2 — крышка двигателя; 3 — верхний подшипник; 4 — статор; 5 — ротор; 6 — нижний подшипник; 7 — пята; 8, 12 — рабочие колеса; 9, 11 — направляющие аппараты; 10 — корпус насоса; 13 — опора; *б* — 4ХГВ-6-40-5: 1 — крышка двигателя; 2 — упорный подшипник; 3 — верхний подшипник; 4 — статор; 5 — ротор; 6 — нижний подшипник; 7 — пята; 8 — направляющий аппарат; 9 — рабочее колесо; 10 — корпус насоса; 11 — опора

Рис. 3.56. Общая схема автоматизации насосов:

а — 3ХГВ-7х2-20-4 и 4ХГВ-6-40-5: 1 — заборная емкость; 2 — регулятор уровня; 3 — линия отвода охлаждающей жидкости; 4 — линия отвода жидкости на всасывание; 5, 6, 12, 21 — запорные вентили; 7 — линия отвода воздуха и паров при заполнении; 8 — визуальное устройство; 9 — электронасос; 10 — линия отвода охлаждающей жидкости; 11 — линия нагнетания; 13 — кнопочный пост управления; 14 — измерительный преобразователь перепада давлений; 15 — электроконтактный манометр; 16 — сигнализатор уровня; 17, 18 — реле тока; 19 — магнитный пускатель; 20 — показывающий манометр; 22 — линия всасывания; 6 — ЦГ200/50-45-4: 1 — заборная емкость; 2 — линия отвода жидкости на всасывание; 3, 6, 8, 18 — запорные вентили; 4 — расширительный бачок с визуальным устройством; 5 — линия отвода воздуха и паров при заполнении электронасоса; 7 — электронасос; 9 — линия нагнетания; 10 — обратный клапан; 11 — кнопочный пост управления; 12, 15 — электроконтактные манометры; 13, 16 — сигнализаторы уровня; 14 — магнитный пускатель; 17 — показывающий манометр; 19 — линия нагнетания; 20 — линия подвода охлаждающей жидкости; 21 — линия отвода охлаждающей жидкости

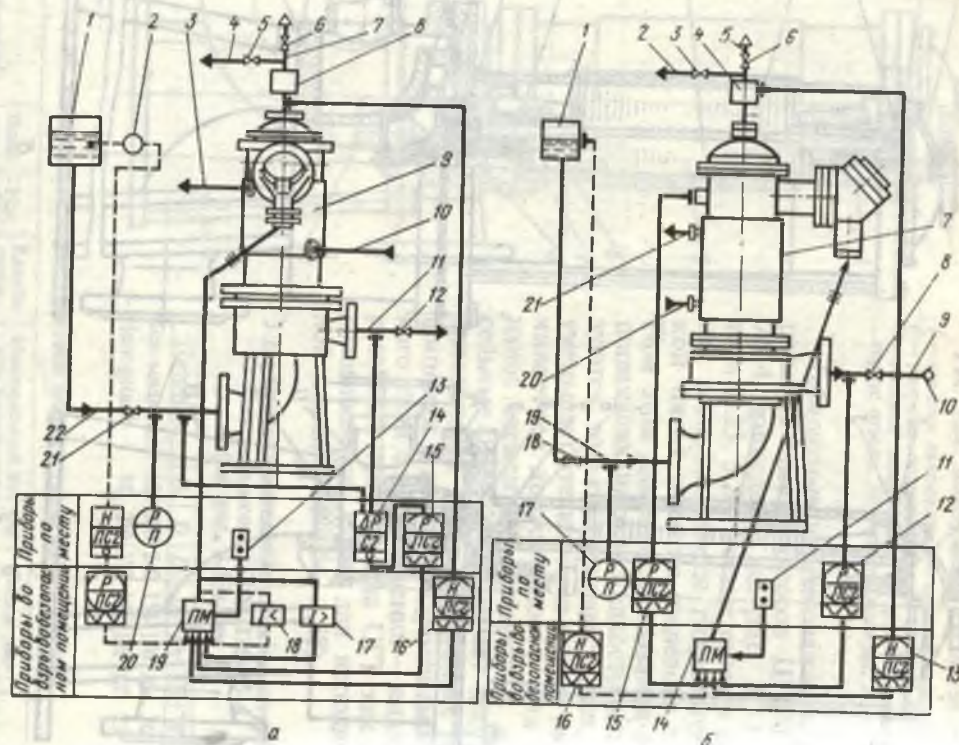


Рис. 3.58. Габаритные присоединительные размеры и масса электронасосов:

а — ЦГ200/50-45-4; б — 3ХГВ-7х2-20-4; в — 4ХГВ-6-40-5

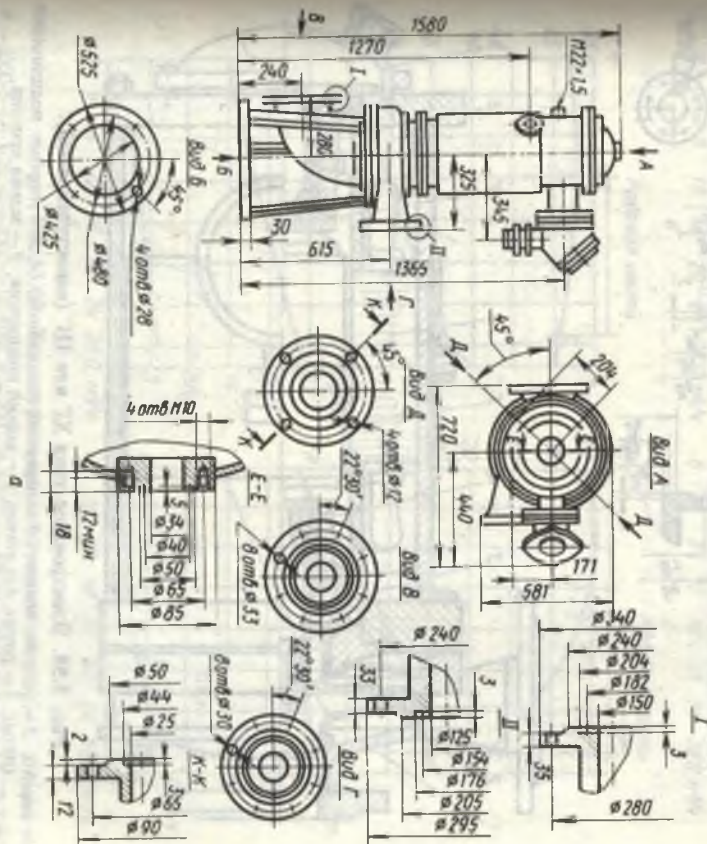
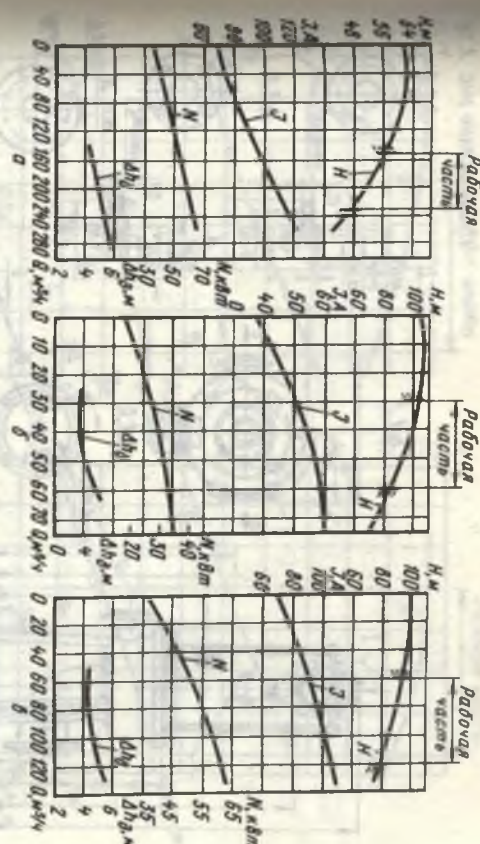


Рис. 3.57. Характеристики электронасосов:

а — ЦГ200/50-45-4; б — 3ХГВ-7х2-20-4; в — 4ХГВ-6-40-5



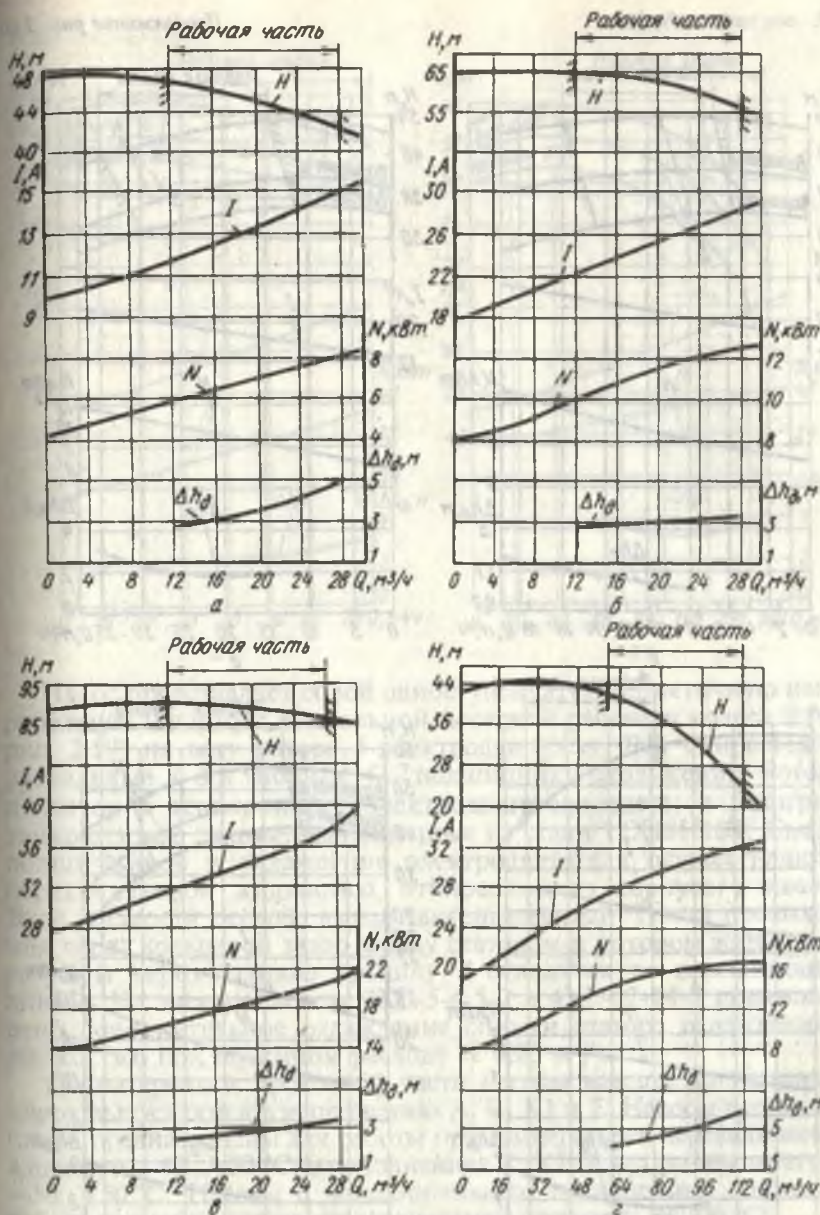
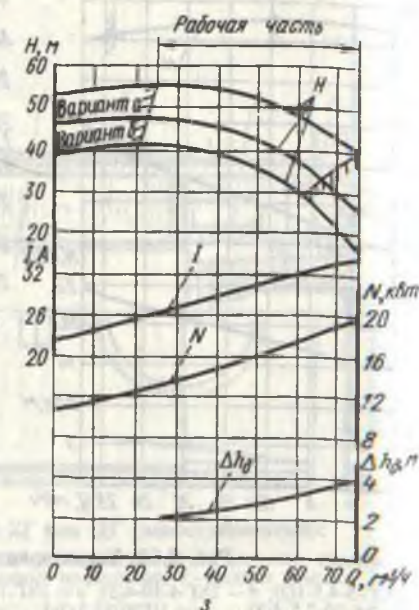
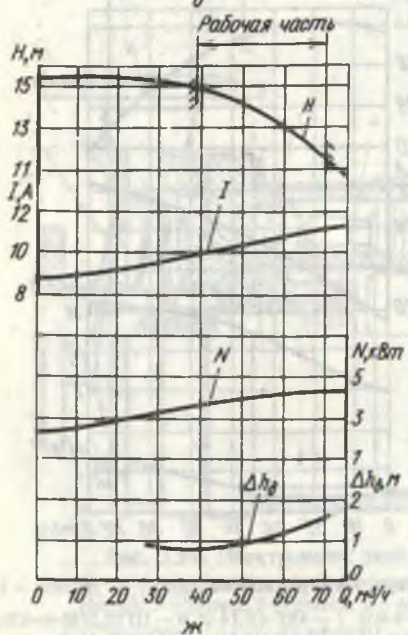
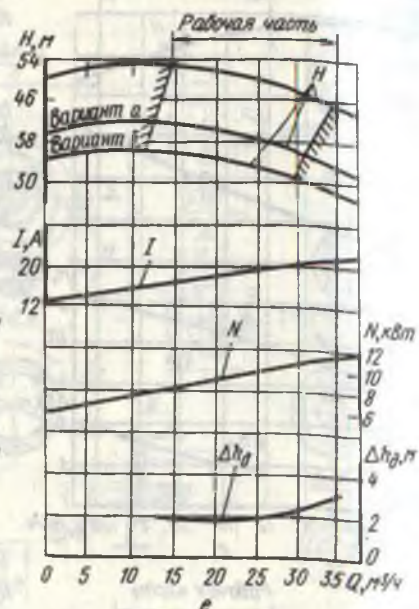
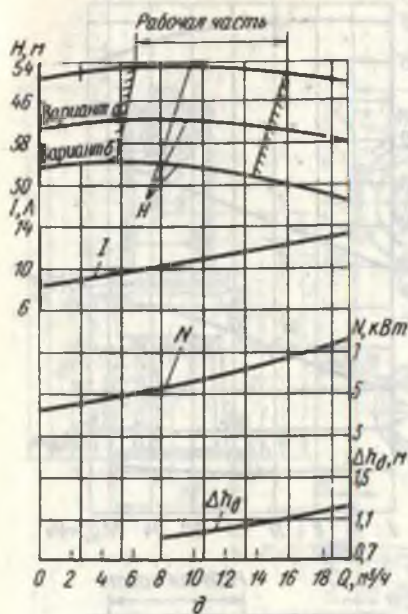
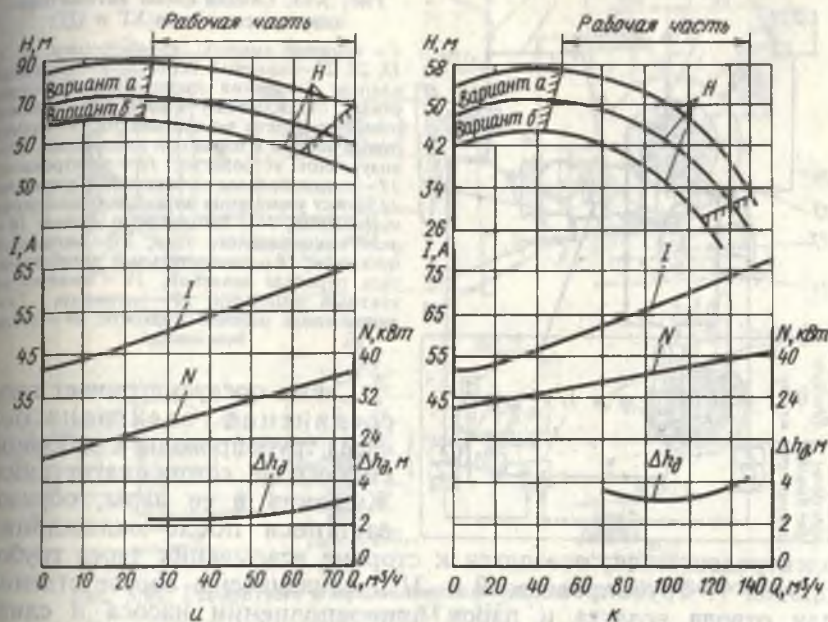


Рис. 3.60. Характеристики электронасосов:

а — 2ХГ-5-4,5-1(2); б — 2ХГ-4-10-4(5); в — 2ХГ-14-4(5); г — 4ХГ-12-14-2; д — ЦГ12,5/50-4-4(5);
 е — ЦГ25/50-7,5-4(5); ж — ЦГ50/12,5-3-1; з — ЦГ50/50-15-1(4,5); и — ЦГ50/50-15-5; к —
 ЦГ50/80-3-4; л — ЦГ100/50-30-1





Насос представляет собой одноступенчатую герметичную центробежную машину с консольной посадкой рабочего колеса 2 (см. рис. 3.59) на валу ротора 5 электродвигателя. Вал опирается на радиальные 3, 8 и упорные 4, 7 подшипники скольжения. Ротор 5 и статор 6 асинхронного электродвигателя одеты в защитные тонкостенные гильзы, выполненные из стали 12Х18Н10Т. Смазка подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляются перекачиваемой жидкостью, отбираемой из корпуса 1 насоса. Вход жидкости осевой, выход тангенциальный. После прохождения через кольцевой зазор между статором и ротором жидкость и ее пары через заднюю крышку 9 отводятся во всасывающую линию. На электронасосах 2ХГ-5-4,5-2 и 4ХГ-12-14-2 предусмотрено дополнительное охлаждение спинки статора охлаждающей жидкостью при объемном расходе ее $0,25 \text{ м}^3/\text{ч}$.

По материалам проточной части насосы каждой из указанных марок выпускаются в исполнениях А, К, К1 и Е. Насосы в исполнении А предназначены для работы при температурах перекачиваемой жидкости $-40 \dots +50^\circ \text{C}$; в исполнениях К, К1, Е — при температурах $-50 \dots +50^\circ \text{C}$. Насосы с дополнительным охлаждением допускают работу при температуре перекачиваемой жидкости до 100°C .

Схема подсоединения электронасосов к объекту откачки с указанием подсоединительных трубопроводов, арматуры, приборов контроля, защиты и управления представлена на рис. 3.61.

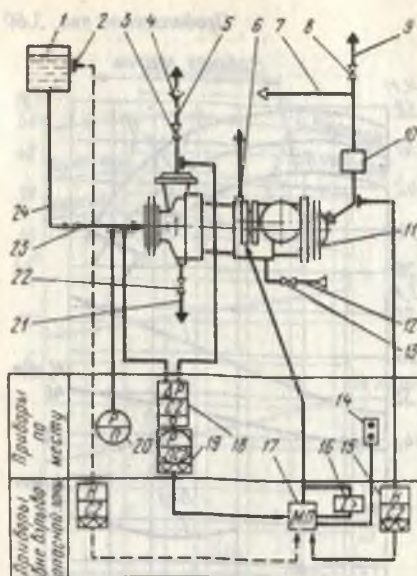


Рис. 3.61. Общая схема автоматизации насосов типов ХГ и ЦГ:

1 — заборная емкость; 2 — уровнемер; 3, 8, 13, 22, 23 — запорные вентили; 4 — обратный клапан; 5 — линия нагнетания; 6 — линия отвода охлаждающей жидкости; 7 — линия отвода жидкости на всасывание; 9 — линия отвода воздуха и паров при заполнении; 10 — визуальное устройство; 11 — электронасос; 12 — линия подвода охлаждающей жидкости; 14 — пост управления во взрывозащищенном исполнении; 15 — сигнализатор уровня; 16 — реле максимального тока; 17 — магнитный пускатель; 18 — измерительный преобразователь перепада давлений; 19 — электроконтактный манометр; 20 — манометр; 21 — линия слива рабочей жидкости; 24 — линия всасывания

Схема предусматривает подсоединение электронасоса через трубопроводы к заборной емкости и линии нагнетания. Жидкость и ее пары, образовавшиеся после охлаждения

электродвигателя, отводятся к стороне всасывания через трубопровод 7. Трубопроводы 9 и 21 предназначены соответственно для отвода воздуха и паров при заполнении насоса и слива жидкости из насоса. Для электронасосов, имеющих внешнее охлаждение, предусмотрены линии 12 и 6 соответственно для подвода и отвода сторонней жидкости.

Предусмотрено автоматическое отключение электродвигателя через магнитный пускатель 17 по сигналам указателей уровня жидкости 15, 2 в насосе и заборной емкости, а также по сигналу электроконтактного манометра 19, регистрирующего перепад давлений между сторонами нагнетания и всасывания. При перегрузках электродвигателя срабатывает реле максимального тока 16. По месту установки электронасоса имеются пост управления 14 и манометр 20, показывающий давление на впуске в насос.

Габаритные и подсоединительные размеры электронасосов приведены на рис. 3.62 и в табл. 3.27.

Насосы погружного типа. Насосы погружного типа объединены с электроприводом в единый агрегат. При этом ротор и статор расположены в перекачиваемой среде. Внутренняя полость насоса эффективно теплоизолирована от окружающей среды. Продольный разрез типовой конструкции погружного насоса, предназначенного для перекачивания маловязких агрессивных взрывоопасных жидкостей, а также сжиженных газов, не содержащих абразивных частиц, показан на рис. 3.63.

Электронасосы имеют моноблочную конструкцию, состоящую из насосной части и встроенного асинхронного трехфазного обмотанного электродвигателя. Насосная часть — одноступен-

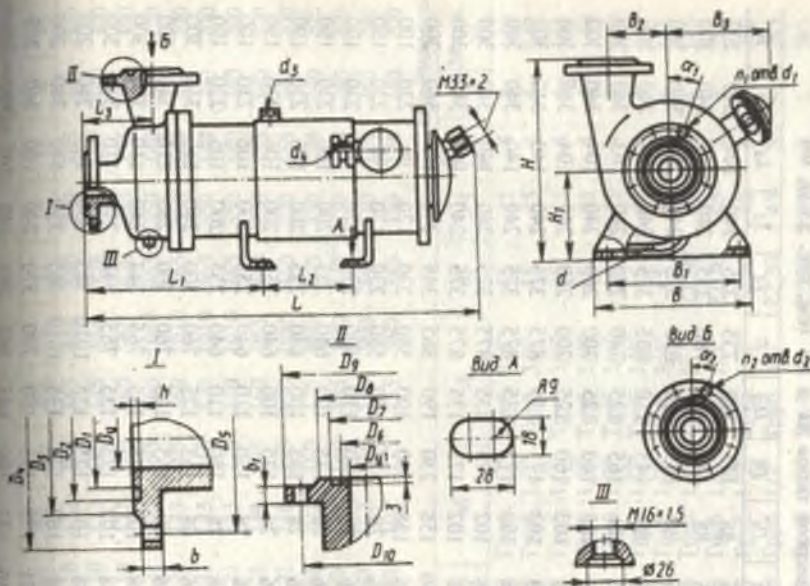


Рис. 3.62. Габаритные и присоединительные размеры электронасосов типов ХГ и ЦГ

чатый центробежный насос, лопастное колесо которого насажено на вал ротора электродвигателя и гидравлически разгружено от осевой нагрузки путем сверления отверстий в ведущем диске колеса. Обмотка статора и пакет ротора защищены от перекачиваемой жидкости тонкостенной немагнитной гильзой. Охлаждение электродвигателя и смазка радиальных и упорных подшипников осуществляются перекачиваемой жидкостью, отбираемой из напорной линии насоса. Коробку выводов можно ориентировать в любом удобном для монтажа положении. Электронасосы выполнены во взрывобезопасном исполнении.

Погружной насос для перекачивания криогенной жидкости, разработанный и испытанный в холодильной технике, представлен на рис. 3.64. Отличительными особенностями конструкции насоса являются:

использование гидростатических опор для взвешивания ротора в осевом и радиальном направлениях. Как показала практика эксплуатации, гидростатические подшипники с пористыми дросселями перспективны для погружных и герметичных насосов;

консольное расположение ротора двигателя относительно подшипников. Такая конструктивная схема выбрана из условия обеспечения соосности подшипников в связи с весьма малыми зазорами в них (диаметральный зазор в подшипниках составлял 30 мм). В насосе использованы рабочее колесо открытого типа и

3.27. Габаритные и подсоединительные размеры электронасосов типов ХГ и ЦГ (см. рис. 3.62), мм

Электронасос	D_7	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_{y1}	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1
1,5ХГ-6-2,8-2	50	72	88	102	160	125	40	60	76	88	145	110	735	275	240	104	340	300
1,5ХГ-6х2-2,8-2	50	72	88	102	160	125	40	60	76	88	145	110	780	315	240	147	340	300
1,5ХГ-6х3-2,8-2	50	72	88	102	160	125	40	60	76	88	145	110	835	375	240	204	340	300
1,5ХГ-3-2,8-4	50	72	88	102	160	125	40	60	76	88	145	110	835	375	240	204	340	300
1,5ХГ-3-2,8-5	50	72	88	102	175	135	40	60	76	88	165	125	740	250	240	103	340	300
2ХГ-5-4,5-1	50	72	88	102	160	125	50	72	88	102	160	125	700	260	240	104	340	300
2ХГ-5-4,5-2	50	72	88	102	160	125	50	72	88	102	160	125	700	260	240	104	340	300
2ХГ-3-14-4	80	102	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	875	375	240	140	340	300
2ХГ-3-14-5	80	102	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	875	375	240	140	340	300
2ХГ-4-10-4	80	102	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	875	375	240	140	340	300
2ХГ-4-10-5	80	102	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	875	375	240	140	340	300
4ХГ-12-14-2	100	128	150	158	230	190	100	128	150	158	230	190	865	348	240	129	340	300
ЦГ6,3/20-1,1-1	50	72	88	102	160	125	32	50	66	78	135	100	580	230	170	90	230	190
ЦГ6,3/20-1,1-2	50	72	88	102	160	125	32	50	66	78	135	100	580	230	170	90	230	190
ЦГ6,3/20-1,1-4	50	72	88	102	175	135	32	50	66	78	150	110	580	230	170	90	230	190
ЦГ6,3/20-1,1-5	50	72	88	102	160	125	32	50	66	78	135	100	640	255	200	106	230	190
ЦГ6,3/32-2,2-1	50	72	88	102	160	125	32	50	66	78	135	100	640	255	200	106	230	190
ЦГ6,3/32-2,2-2	50	72	88	102	160	125	32	50	66	78	135	100	640	255	200	106	230	190
ЦГ6,3/32-2,2-4	50	72	88	102	175	135	32	50	66	78	150	110	640	255	200	106	230	190
ЦГ6,3/32-2,2-5	50	72	88	102	160	125	32	50	66	78	150	110	640	255	200	106	230	190
ЦГ12,5/50-4-4	65	94	110	122	200	160	40	60	76	88	165	125	760	300	240	116	340	300
ЦГ12,5/50-4-5	65	94	110	122	200	160	40	60	76	88	165	125	760	300	240	116	340	300
ЦГ25/50-7,5-4	80	105	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	765	344	240	110	340	300
ЦГ25/50-7,5-5	80	105	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	765	344	240	110	340	300
ЦГ25/80-15-4	80	105	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	1010	365	350	140	240	200
ЦГ25/80-15-5	80	105	121	133	210	170	50	72	88	102	175	135	1010	365	350	140	240	200
ЦГ50/12,1-3-1	125	154	176	188	245	210	80	105	121	138	195	160	780	370	240	160	340	300
ЦГ50/50-15-1(4)	80	105	121	138	195	160	65	94	110	122	180	145	840	340	240	105	340	300

Продолжение

Электронасос	D_7	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_{y1}	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1
ЦГ50/50-15-5	80	105	121	138	195	160	65	94	110	122	180	145	850	340	240	105	340	300
ЦГ50/50-15-5	80	105	121	138	195	160	65	94	110	122	180	145	860	328	240	105	340	300
ЦГ50/80-30-4	100	128	150	158	250	200	65	94	110	122	200	160	960	428	220	135	340	300
ЦГ100/32-15-1	125	154	176	184	245	210	80	105	121	133	195	160	1010	365	350	140	240	200
ЦГ100/32-15-2	125	154	176	184	245	210	80	105	121	133	195	160	1010	365	350	140	240	200
ЦГ100/32-15-4	125	154	176	184	295	240	80	105	121	133	210	170	1010	365	350	140	240	200
ЦГ100/32-15-5	125	154	176	184	295	240	80	105	121	133	210	170	1010	365	350	140	240	200
ЦГ100/50-30-1	125	154	176	188	270	220	80	105	121	138	195	160	955	440	220	135	340	300
ЦГ100/80-45-5	100	128	150	158	250	200	80	105	121	138	210	170	1085	460	220	165	340	300
3ЦГ50/50-15-1	100	128	150	158	215	180	50	72	80	102	160	125	990	345	350	124	240	200
3ЦГ50/50-15-2	100	128	150	158	250	180	50	72	80	102	160	125	990	345	350	124	240	200
3ЦГ50/50-15-4	100	128	150	158	250	200	50	72	80	102	175	135	990	345	350	124	240	200
3ЦГ50/50-15-5	100	128	150	158	250	200	50	72	80	102	175	135	990	345	350	124	240	200

Продолжение

Электронасос	B_2	B_3	H	H_1	h	b	b_1	d	d_1	d_2	d_3	d_4	α_1^0	α_2^0	n_1	n_2	Масса, кг
1,5ХГ-6-2,8-2	86	230	350	150	3	14	14	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	130
1,5ХГ-6х2-2,8-2	86	230	350	150	3	14	14	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	140
1,5ХГ-6х3-2,8-2	86	230	350	150	3	14	14	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	155
1,5ХГ-3-2,8-4	300	230	350	150	3	26	24	Труб. 3/8"	23	23	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	140
1,5ХГ-3-2,8-5	300	230	350	150	3	26	24	Труб. 3/8"	23	23	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	145
2ХГ-5-4,5-1	105	230	350	150	3	19	19	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	145
2ХГ-5-4,5-2	105	230	350	150	3	19	19	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	45	4	4	145
2ХГ-3-14-4	140	275	450	190	3	27	23	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 1/2"	22°30'	45	8	4	260
2ХГ-3-14-5	120	275	450	190	3	27	23	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 1/2"	22°30'	45	8	4	260
2ХГ-4-10-4	120	275	450	190	3	27	23	Труб. 3/8"	18	18	Труб. 1/2"	Труб. 1/2"	22°30'	45	8	4	245
2ХГ-4-10-5	120	275	450	190	3	27	23	Труб. 3/8"	23	23	Труб. 1/2"	Труб. 1"	22°30'	22°30'	8	8	285
4ХГ-12-14-2	109	250	475	190	3	23	23	Труб. 3/8"	23	23	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	22°30'	4	4	70
ЦГ6,3/20-1,1-1	109	250	475	190	3	23	23	Труб. 3/8"	23	23	Труб. 1/2"	Труб. 3/4"	45	22°30'	4	4	70

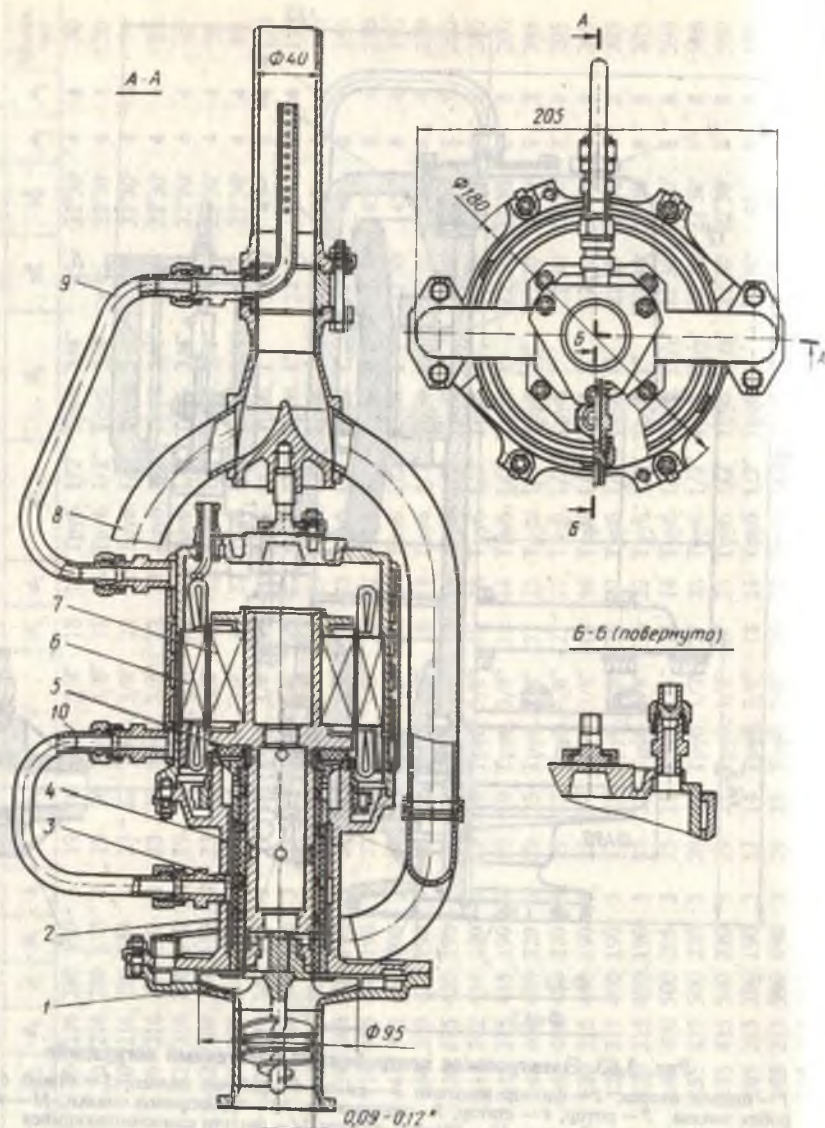


Рис. 3.64. Электронасос шнекоцентробежный криогенный погружной:

1 — колесо рабочее; 2 — корпус насосный; 3 — подшипник; 4 — втулка подшипника; 5 — пята; 6 — статор двигателя; 7 — ротор двигателя; 8 — труба отвода; 9, 10 — трубки смазки

параметры: подача 70...20 м³/ч при напоре 200...400 м ст. жидкости. Насос монтируют в трубе диаметром 310 мм. Для улучшения всасывающей способности перед лопастным колесом I ступени размещено шнековое устройство. Лопаточный направляющий аппарат радиально-осевого типа, обеспечивающий преобразование кинематической энергии в давление и подвод рабочей среды на всасывание следующей ступени. Лопастные колеса гидравлически разгружены от осевых нагрузок. Обмотка статора и ротора электродвигателя «мокрого» типа (погружена в рабочую среду). Смазка шарикоподшипников и охлаждение осуществляются перекачиваемой жидкостью. Подвод насоса имеет радиальную решетку, исключаящую закрутку потока перед поступлением на шнековое устройство.

Герметичные насосы для перекачивания криогенных жидкостей или сжиженных газов обеспечивают:

отсутствие подсоса воздуха из окружающей среды или утечки рабочей среды;

высокие кавитационные качества рабочих органов насоса при минимальных давлениях сверх упругости паров перекачиваемой жидкости;

надежную и длительную работу без разборки и ремонта опорно-упорных узлов насосного агрегата.

Герметичные насосы конструктивно близки к погружным электронасосам, выпускаемым за рубежом и в России для токсичных и химических жидкостей и для криогенных продуктов. В герметичном насосе внешние теплопритоки не устраняются так же эффективно, как в погружном, но полностью исключаются утечки продукта в атмосферу. Рациональное использование выносных герме-

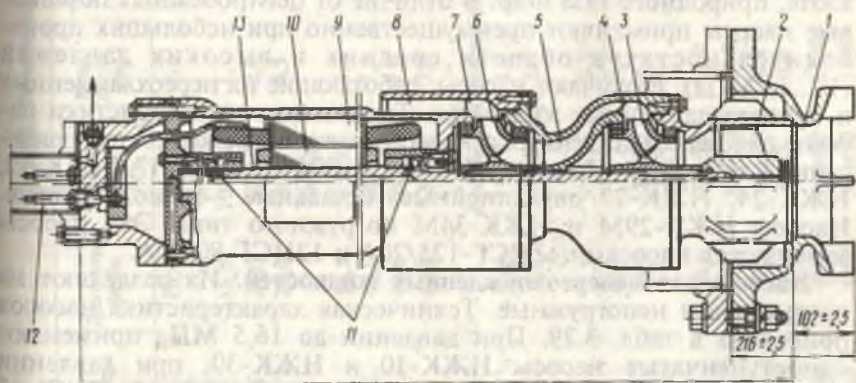


Рис. 3.65. Электронасос центробежный многоступенчатый погружной:

1 — подвод насоса; 2 — шнек; 3 — рабочее колесо I ступени; 4, 7 — кольцевые отводы; 5 — направляющий аппарат; 6 — рабочее колесо II ступени; 8 — направляющий аппарат; 9 — статор; 10 — ротор; 11 — подшипник; 12 — коробка вводов; 13 — вал

тичных насосов, что в ряде случаев позволяет сделать компоновку криогенной системы более «гибкой». Герметичный насос является бессальниковым агрегатом, объединяющим в одно целое центробежный насос и взрывозащищенный электродвигатель. Лопастные колеса насоса закреплены на валу электродвигателя и частично разгружены от осевых сил. Остаточная осевая сила воспринимается опорно-упорным подшипником скольжения, работающим на рабочей жидкости. Для разгрузки ротора электродвигателя от радиальных сил отводящие устройства лопастных колес выполняются в виде канальных направляющих аппаратов. Корпуса секций насоса и корпус последней ступени сварные. Насосная часть корпуса крепится к корпусу двигателя с помощью шпилек. Конструкционные стали узлов насоса и материалы подшипниковых пар коррозиестойки и химически совместимы с перекачиваемыми криогенными жидкостями и сжиженными газами.

Корпус электродвигателя сварной, из конструкционной стали. Стенки корпуса создают термоизолирующую рубашку. Статор электродвигателя полностью изолирован от перекачиваемой жидкости тонкостенной гильзой, приваренной к цилиндрическим поверхностям подшипниковых шитов.

Ротор электродвигателя короткозамкнутый, железо изолировано от воздействия перекачиваемой среды тонкостенной гильзой, приваренной к боковым наружным кольцам.

3.6. КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Поршневые насосы используют для перемещения жидких азота, природного газа и др. В отличие от центробежных поршневые насосы применяют преимущественно при небольших производительностях в области средних и высоких давлений (10...50 МПа). Различают насосы, работающие на переохлажденных и непереохлажденных жидкостях. Технические характеристики насосов для переохлажденных и непереохлажденных жидкостей приведены в табл. 3.28. Насосы НЖК-1М, НЖК-15, НЖК-17, НЖК-19, НЖК-24, НЖК-27 двухлинейные, остальные — однолинейные. Насосы НЖК-29М и НЖК-34М погружного типа. Эти насосы заменяются насосами 12НСГ-125/20А и 12НСГ-80/40А.

Насосы для непереохлажденных жидкостей. Их разделяют на погружные и непогружные. Техническая характеристика насосов приведена в табл. 3.29. При давлении до 16,5 МПа применяют одноступенчатые насосы НЖК-10 и НЖК-30, при давлении 40...50 МПа — двухступенчатые — НЖК-1М, НЖК-15, НЖК-17 и НЖК-27. В двухступенчатых непогружных насосах для непереохлаждаемых жидкостей использован бачок с поплавковым клапаном (рис. 3.66). Из бачка жидкость под давлением 0,15...0,16 МПа через открытые заливочные окна поступает в

3.28. Технические характеристики поршневых электронасосов

Электронасос	Давление, МПа	Продолжи- тельность, ч/г	Мощ- ность, кВт	Частота враще- ния, мин. ⁻¹	Диаметр поршня, I ступень, II ступень, мм	Число двойных ходов в минуту	Ход, мм	Габаритные размеры, мм	
								длина	высота ширина
НЖК-4	16,5	26-11 46-20	1,7	1420	15	900	40-15 70-30	124	680 525
НЖК-7	16,5	100±20	1,7	1420	20	90	80	1350	600 590
НЖК-11М	24,0	50±10	2,8	1420	18	90	70	1240	680 525
НЖК-12	24,0	100±10	4,5	2870	20	200	80	1230	685 615
НЖК-19	16,5	200±20	4,5	950	28	125	40	1080	1610 1070
НЖА-22М	42,0	375±25	7,0	1440	15	185	60	1410	580 1070
НЖА-24	42,0	90±20	7,0	1440	18	185	60	1080	1610 1070
НЖА-35	42,0	200±50	7,0	1440	—	—	60	—	— —
Насосы для непереклажденных жидкостей									
НЖК-3	16,0	130±20	1,7	1420	35/20	70	185	1400	900 630
НЖК-10	4,0	75±10 400±50	1,7	2880	40	100	92	1595	1390 525
НЖК-30	2,5 40,0	300±25 170±10	3,5 5,0	750 1500	50	60	185 122	1080	1610 1070
НЖК-1М	24,0	250±20	4,5	950 1440	45/26	60	230	1985	1685 1050
НЖК-15	24,0	500±50	14,0	730	60/35	60	230	2000	1675 1050
НЖК-17	42,0	300±50	14,0	730	50/28	60	230	1080	1610 1070
НЖК-27	42,0	45±10 90±2	4,5 7,0	950 1440	32/18	60	122 185	—	— —
НЖК-29М	22,0	500±50	13,0	1440	40	75	155	1100	1875 790
НЖК-34М	42,0	300±50	13,0	1440	30	75	155	1100	1875 790

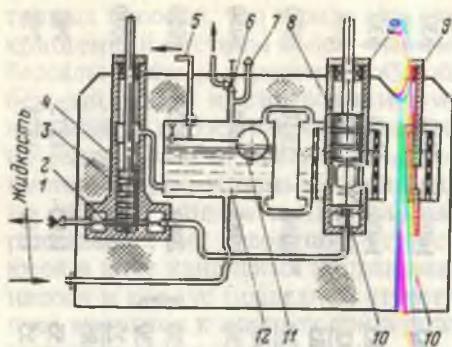


Рис. 3.66. Двухступенчатый вертикальный насос для непереохлажденных жидкостей:

1 — обратный клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — плунжер II ступени; 4 — шток II ступени; 5 — трубка выхода газа; 6 — поплавок; 7 — предохранительный клапан; 8 — вентиль сброса газа; 9 — цилиндр I ступени; 10 — плунжер I ступени; 11 — нагнетательный клапан I ступени; 12 — бачок поплавкового клапана

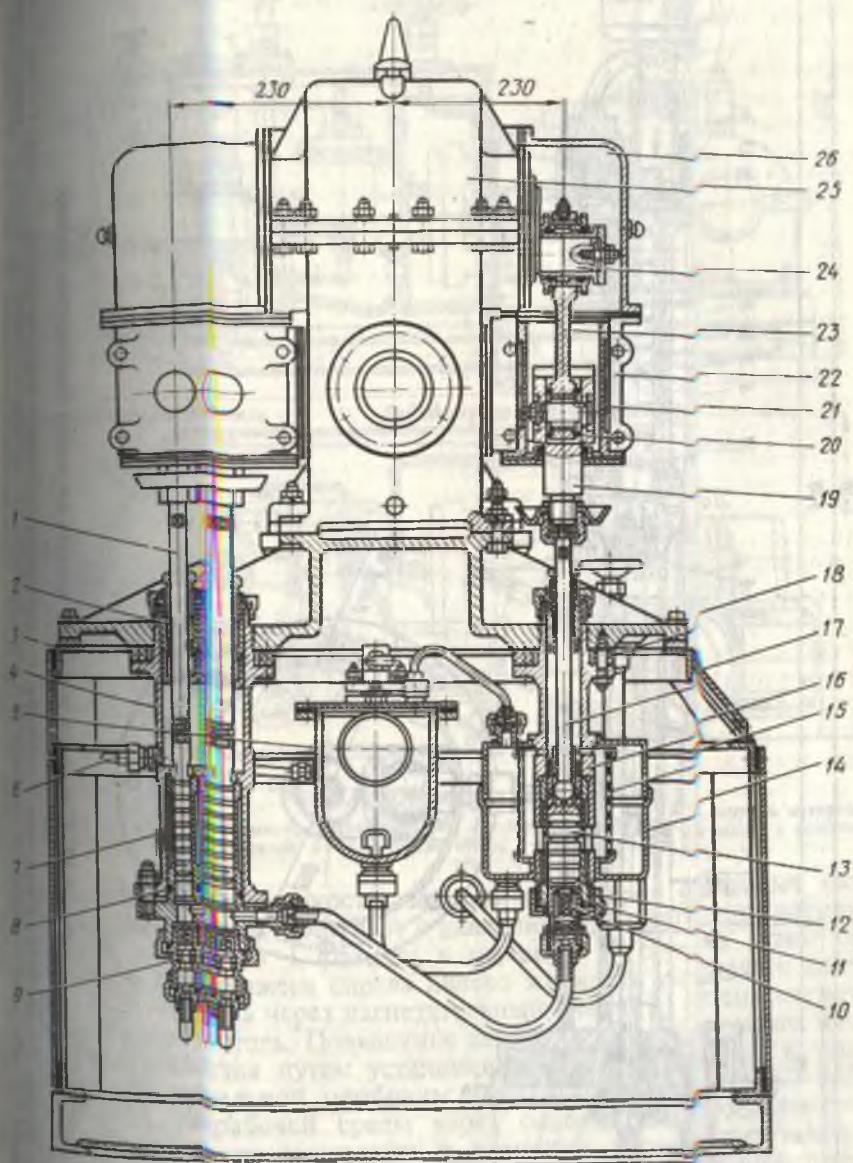
рабочую полость цилиндра. Жидкий криопродукт превращается в испарителе в газообразное состояние при заданном

давлении, в результате чего исключается необходимость применения теплых и холодных газификаторов. Насосы в составе газификационной установки работают на непереохлажденной кипящей жидкости, причем I ступень работает под напором при отсутствии всасывающего клапана (давление I ступени 5...6 МПа). Из I ступени жидкость через нагнетательный трубопровод. Конструкция двухступенчатого двухлинейного вертикального насоса НЖК-1М показана на рис. 3.67. Насосы с заливыми окнами используют в воздуходелительных установках и стационарных газификаторах, обслуживающих потребителя на месте производства жидкости.

Погружные насосы погружаются в резервуар с жидкостью или в небольшой изолированный резервуар. Конструкция насоса, погруженного в резервуар, показана на рис. 3.68. Для поддержания жидкости в состоянии переохлаждения резервуар и трубопроводы изолируют вакуумно-порошковой изоляцией. Пары, образующиеся при движении плунжера насоса, поддерживают необходимое давление в резервуаре. Насос НЖК-3 используют обычно в комплекте с испарителем для газификации жидкого азота (кислорода) и наполнения баллонов газообразованными продуктами, сжатыми до 16,5 МПа (рис. 3.69). Жидкость из сосуда под давлением 0,13...0,16 МПа поступает через регулирующий поплавок-клапан в приемную полость насоса, в которой поддерживается определенный уровень. При движении плунжера I ступени

Рис. 3.67. Двухступенчатый вертикальный насос НЖК-1М:

1 — шток с плунжером II ступени; 2 — сальник теплового конца; 3 — сварная рама; 4 — цилиндр II ступени; 5 — бачок поплавкового клапана; 6 — трубка отвода утечек; 7 — втулка рабочей II ступени; 8 — прокладка баббитовая; 9 — нагнетательный клапан II ступени; 10 — нагнетательный клапан I ступени; 11 — раскрасочное в «ласточкин хвост» медное кольцо; 12 — втулка рабочая I ступени; 13 — плунжер; 14 — рубашка цилиндра I ступени; 15 — фильтр; 16 — цилиндр I ступени; 17 — шток I ступени; 18 — текстолитовая прокладка; 19 — крейцкопф; 20 — фетровое кольцо; 21 — втулка крейцкопфа; 22 — направляющая крейцкопфа; 23 — шатун; 24 — кривошип; 25 — редуктор; 26 — защитный кожух



и разгружается сальник, но перегружается II ступень насоса. Уровень поступающего в насос жидкого продукта регулируется поплавковым клапаном.

Насосы для переохлажденных жидкостей. Для нормальной работы насоса (рис. 3.70) необходимо переохладить жидкость на 1...2 К. Для этого головку цилиндра и цилиндр охлаждают газообразным азотом, поступающим из переохладителя. Для уменьшения теплопритоков извне цилиндры горизонтальных насосов выполняют из двух частей: холодную часть — из латуни и теплую — из текстолита. В вертикальных насосах теплоприток меньше, чем в горизонтальных. Цилиндровая группа одноступенчатого насоса типа НЖК-7 с сальниковым уплотнением показана на рис. 3.70, б.

Насос НЖА-22 (рис. 3.71) используют для работы на переохлажденной жидкости. Для уменьшения теплопритока головка цилиндра и цилиндр омываются жидким азотом. Нагнетательный и всасывающий клапаны размещены в головке цилиндра.

Насосы 22НСГ-63/20А, 22НСГ-160/20А, 21НСГ-25/20А нового ряда имеют горизонтальное расположение цилиндра.

Основные узлы насосов для криогенных жидкостей. Основные узлы поршневых насосов для криогенных жидкостей — цилиндровая группа, электродвигатель, узел движения, уплотнения и регулирующее устройство. В конструкциях цилиндровых групп поршневых насосов применяются щелевые уплотнения (между плунжером и втулкой цилиндра) и сальниковые уплотнения (между штоком плунжера и направляющей втулкой цилиндра).

Щелевое уплотнение. Утечка жидкости через кольцевую щель между плунжером и втулкой цилиндра пропорциональна третьей степени диаметрального зазора щели и обратно пропорциональна длине щели. Зазор в щели принимают при конструировании с учетом производительности и давления нагнетания насоса. При зазоре щели менее 0,01 мм (диаметральный зазор 0,02 мм) в процессе охлаждения или в первые 50...100 ч работы может произойти «прихватывание» плунжера во втулке, если они изготовлены из однородных материалов. Длина щели должна быть тем меньше, чем больше давление нагнетания (при $p = 16...40$ МПа длина $L = 5...7D_{пл}$). Рабочие поверхности плунжера и сопряженной с ним втулки из стали 38ХМЮА азотируют на глубину 0,4...0,5 мм. Плунжер подгоняют к втулке притиркой. Рабочая среда (низкотемпературная жидкость), просачивающаяся через уплотнение, — слабо смазывающая, но интенсивно охлаждающая жидкость, отводящая с поверхности трущихся деталей теплоту трения, что необходимо для сохранения высоких физико-механических и антифрикционных свойств поверхностных слоев контактирующих материалов. Втулки с внутренним рабочим слоем из фторопласта, а также фторопластовые цилиндрические

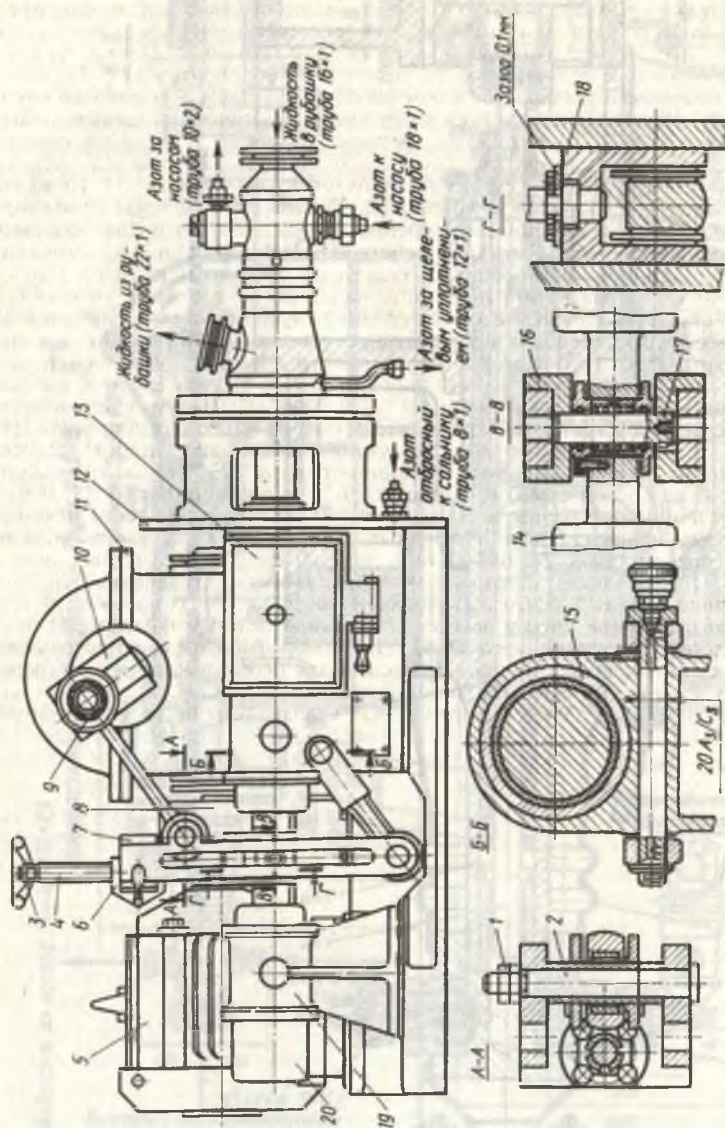
втулки обладают самоуплотняемостью из-за большей, чем у металла плунжера, усадки при захлаживании.

Сальниковое уплотнение. Поршневые кислородные насосы с давлением нагнетания до 16,5 МПа изготавливают с сальниковыми уплотнениями в виде колец из прографиченного нитевидного свинца (толщиной 0,3...0,5 мм и длиной не менее 100 мм), шнурового асбеста с примесью хлопка без инородных включений до 5 % или из чешуйчатого графита марки ТТ, обеспечивающих сухую смазку. Уплотняющие и смазывающие кольца прессуют в одной и той же пресс-форме. Нитевидный свинец выдавливают на токарном станке в приспособлении, изготовленном из отходов ролевого свинца. Асбестографитовые кольца получают намоткой на стержень пресс-формы шнурового асбеста, пропитанного суспензией чешуйчатого графита в дистиллированной воде, прессовкой в тисках и просушкой на открытом воздухе.

Сальники из чешуйчатого графита непригодны для насосов, работающих на жидком азоте или жидком аргоне, так как чешуйчатый графит имеет смазывающие свойства только при наличии окисной пленки. В таких насосах сальниковое уплотнение выполняют из кожаных двойных манжет или из елочных манжет. В насосах жидкого азота или аргона для сальников теплого конца можно использовать промасленную пеньку, прографиченную чешуйчатым графитом.

Поплавковый клапан. Поплавковый клапан применяется в насосах непогружного типа для непереохлажденных сред и предназначен для поддержания постоянного уровня жидкости в цилиндре I ступени, с которым бачок поплавкового клапана соединен уравнительными трубками. Установка клапана на выходе паров из бачка обеспечивает его работоспособность в большом диапазоне давлений в емкости, из которой поступает жидкость. Во время работы насоса поплавковый клапан находится обычно в приоткрытом уравновешенном состоянии, закрывая выход газа из бачка и тем самым прерывая подачу жидкости в насос лишь в случае подъема уровня жидкости выше допустимого.

Устройство для регулирования производительности. Производительность насоса, встроенного в блок разделения кислородной установки для получения всего продукта в виде сжатого газа, можно регулировать: изменением частоты вращения электродвигателя при наличии постоянного тока или ступенчатым регулированием асинхронного двигателя, ступенчатым изменением хода плунжера с помощью отъемного пальца кривошипа или плеча кулисного механизма, дросселированием, т. е. перепуском части жидкости из нагнетательной линии в ректификационную колонну через байпасный дроссельный вентиль (в насосах производительностью более 100 л/ч потеря холода от перепуска не-



1 — гайка; 2 — ось; 3 — маховичок; 4 — винт; 5 — асинхронный электродвигатель; 6 — хомут; 7 — распорка; 8 — палыевая муфта; 9 — шатун; 10 — кривошип; 11 — червячный редуктор; 12 — рама насоса; 13 — крышка рамы; 14 — крышечка; 15 — направляющая втулка; 16 — полушар; 17 — палец кривокопфа; 18 — пластина; 19 — опора; 20 — колышчок

значительна и легко компенсируется некоторым повышением давления в компрессоре).

Контрольные вопросы и задания. 1. В чем особенности конструкций насосов для холодильной и криогенной техники? 2. Почему необходимо исключить утечку рабочей жидкости в окружающую среду? 3. Какие требования предъявляются к элементам уплотнений неподвижных и вращающихся деталей? 4. Почему необходимо защищать рабочие полости насосов от внешних теплопритоков? 5. Перечислите типы сальниковой набивки. 6. Какие материалы используют для сальниковой набивки? 7. Какова конфигурация поперечного сечения сальниковой набивки? 8. Для какой цели производится пропитка набивки? 9. В каких случаях применяется набивка из графитовых колец? 10. В каких случаях для набивки используется фторполимер? В чем его преимущества и недостатки? 11. Назовите области применения сальниковых набивок. 12. Каковы области применения торцовых механических уплотнений, их преимущества? 13. Что такое торцовые уплотнения одностороннего и двойного действия? 14. В чем различия разгруженного и неразгруженного типов торцового уплотнения? Где их применяют в холодильной технике? 15. Начертите принципиальные схемы торцовых уплотнений двойного действия. 16. Приведите характеристику торцовых уплотнений для слабоагрессивных жидкостей. 17. В чем особенности торцовых уплотнений для высокоагрессивных сред? 18. Назовите особенности торцовых уплотнений для абразивных сред и для условий высокого вакуума на всасывании насоса. 19. Приведите характеристики уплотнений элементов, осуществляющих возвратно-поступательное движение. 20. Приведите классификацию подшипников для насосов. 21. Что такое встроенный и выносной подшипники насоса? 22. Что такое подшипник опорный, упорный и опорно-упорный? 23. Что такое подшипники насоса с кольцевой смазкой, консистентной, циркуляционной? 24. В чем различия подшипников качения и скольжения? 25. В чем особенности шариковых, роликовых, однорядных и двухрядных подшипников? Назовите области применения подшипников. 26. Выбор типа посадки подшипника в зависимости от нагрузки. 27. Что такое «плавающая» опора, область применения? 28. Что такое герметичный насос? 29. Области применения герметичных насосов. 30. Назначение гидравлической пилы в насосе. 31. С какой целью устанавливают приборы и средства автоматики насоса? 32. Для каких рабочих сред используют насос погружного типа? 33. Поршневые насосы для переохлажденных и неперохлажденных криогенных сред. Их различия и особенности. 34. Уплотнения для кислородного поршневого насоса, поплавковый клапан, устройство для регулирования.

4. МОНТАЖ И ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ

4.1. СБОРКА И РАЗБОРКА НАСОСОВ

Сборку и разборку насосов выполняют в соответствии с заводской инструкцией или руководством по ремонту.

Перед сборкой насоса все детали тщательно очищают от стружки, эмульсии и других загрязнений и при необходимости промывают. Для удаления жидкости из внутренних полостей насосов предусматривают сливные пробки или краны. Все резьбовые соединения надежно и равномерно затягивают.

Сварные швы не должны иметь непроваров, газовых пор, отслоений, трещин и других дефектов, снижающих прочность и герметичность сварных соединений.

Наружные обработанные и необработанные поверхности насосов, за исключением деталей движения, окрашивают. Лакокрасочные покрытия наносят на поверхности, очищенные от коррозии, окалины, жировых и других загрязнений.

Показатели качества насосов должны соответствовать указанным в паспорте требованиям ГОСТа. Открытые вращающиеся части насоса должны быть ограждены.

Готовую продукцию принимает отдел технического контроля предприятия-изготовителя. Изготовитель обязан гарантировать соответствие всех параметров действующим стандартам, а при отсутствии стандартов — технической документации, утвержденной в установленном порядке.

Насосы, подлежащие установке на морских и речных судах, принимают под наблюдением представителя Регистра России. Перед разборкой насоса готовят место для укладки деталей, проверяют наличие и исправность рабочего и измерительного инструмента, оборудуют освещение, заготавливают заглушки и бирки для снимаемых деталей, готовят расходный и обтирочный материал, проверяют исправность требуемых для разборки подъемно-такелажных средств (тали, тросы и т. д.).

Во избежание загрязнения насосного отделения насос перед разборкой осушают.

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

ние деталей и узлов, а если марки стерлись или повреждены, то восстановить их;

применять специальные приспособления (съёмники) для трудносняемых деталей (шариковые подшипники, защитная втулка и др.);

навинчивать 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 (задиры, местные выработки, трещины и т. д.) и измеряют 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 их тщательно зачищают и зашлифовывают.

Устанавливают детали и узлы по меткам, рискам или биркам, определяющим их взаимное положение. Нельзя допускать перенапряжения и перекоса деталей (узлов). Необходимо тщательно очищать водяные и масляные трубки и арматуру перед установкой на место.

Центровка насосного агрегата. Насос предварительно закрепляют фундаментными болтами и прицентровывают к электродвигателю, турбине, редуктору или другому двигателю. Центровку проводят, используя приспособления, поставляемые с агрегатом (рис. 4.1). Измеряют радиальный δ и два торцовых a биения в каждом из четырех положений при взаимном проворачивании роторов. Горизонтальное перемещение насоса осуществляется установленными болтами, предусмотренными в фундаментной раме, вертикальное — изменением толщины прокладок. Для центровки используют и другие приспособления. Биение (зазоры) следует измерять с помощью индикаторов.

Перед началом центровки выполняют подготовительные работы.

1. Проверяют состояние полумуфт агрегата. Места предполагаемого касания инструмента с полумуфтами зачищают шлифшкуркой до металлического блеска. Полумуфты промывают керосином и протирают насухо (рис. 4.2).

Зачастую полумуфту приводного электродвигателя поставляют с предварительно расточенным отверстием. Поэтому при монтаже растачивают посадочное отверстие по указанию предприятия-изготовителя. При отсутствии соответствующих указаний расточку проводят для обеспечения посадки по системе вала: глухую с допусками 0,012 и 0,052 мм, или тугую с допусками от 0 до 0,04 мм. Полумуфту насаживают на вал в подогретом состоянии

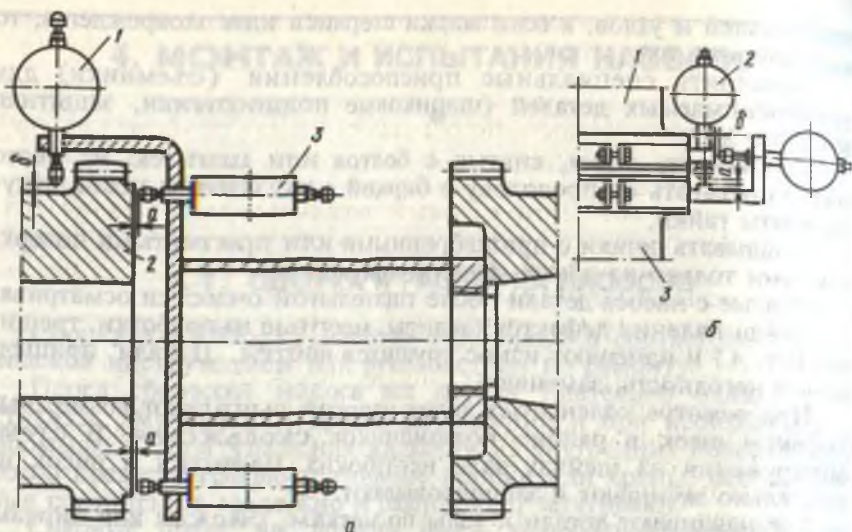


Рис. 4.1. Типовое приспособление для центровки агрегата:

a — для горизонтальных насосов: 1 — индикатор; 2 — зубчатая полумуфта; 3 — индикатор;
б — для вертикальных насосов: 1 — полумуфта верхняя; 2 — индикатор; 3 — полумуфта нижняя

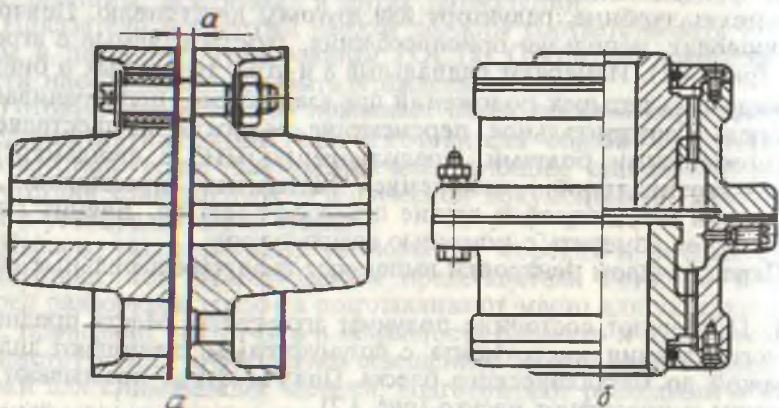


Рис. 4.2. Соединительные полумуфты:

a — упругопальцевая; *б* — зубчатая

с помощью специального приспособления. Радиальное биение полумуфт на валу не должно превышать 0,06 мм, торцовое — 0,08 мм.

Перед центровкой проверяют зазоры в подшипниках электродвигателя и равномерность по окружности и по глубине воздушного зазора между ротором и статором. Зазор проверяют специальным шупом длиной порядка 250 мм или набором калиброванных пластин. Допустимые отклонения зазора от среднеарифметического значения по измерениям не менее чем в 4 точках, лежащих во взаимно перпендикулярных плоскостях, не должны превышать ± 10 мм.

Осевой размер между торцами валов устанавливают при среднем положении ротора электродвигателя. Ротор насоса при этом должен быть сдвинут в крайнее положение, в сторону входа.

При установке электродвигателя на фундаментную раму под стойки подшипников рекомендуется положить прокладки толщиной 2...3 мм для возможности перецентрировки.

2. Подготавливают необходимый инструмент и приспособления, тетрадь со схемами для записи результатов измерений, бланк формуляра центровки (если это оговаривается технической документацией), цветной карандаш или мел для пометок на полумуфтах.

3. Измеряют диаметр D полумуфты и расстояние от ее корпуса до середины переднего l_1 и заднего l_2 подшипников (или до центров болтов передних и задних опорных лап) насоса (рис. 4.3, а).

Перед началом центровки метки на соединяемых полумуфтах совмещают.

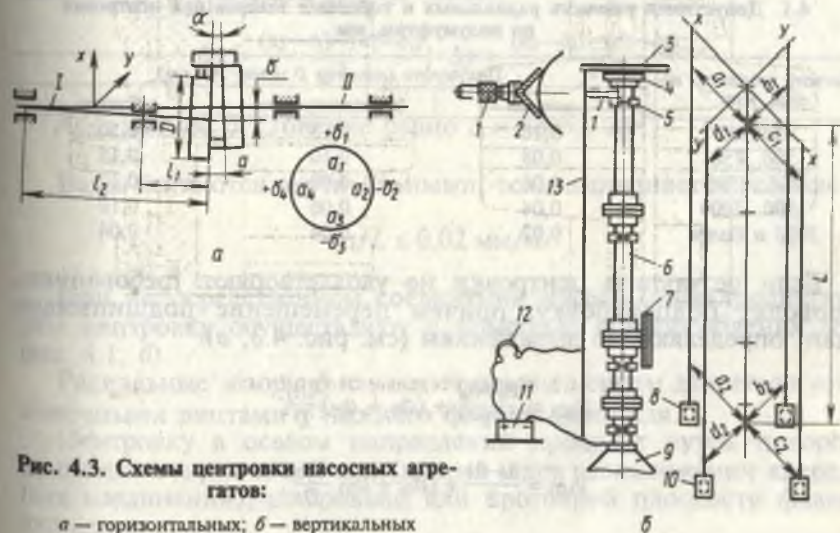


Рис. 4.3. Схемы центровки насосных агрегатов:

а — горизонтальных; б — вертикальных

Рассмотрим последовательность центровки при совместном провороте валов в четырех положениях. Измеряют радиальный δ и торцовые a зазоры в диаметральных плоскостях для четырех положений (0; 90; 180 и 270°). Показания для каждого положения записывают на диаграмму (см. рис. 4.3, а).

Радиальные зазоры измерены правильно, если выполняется условие $\delta_1 + \delta_3 = \delta_2 + \delta_4$, а торцовые — если $a_b^1 + a_n^1 = a_l^2 + a_p^2$ и $a_b^3 + a_n^3 = a_l^4 + a_p^4$.

Затем определяют средние зазоры, которые и записывают в результирующую диаграмму:

$$\delta_b = \frac{\delta_1 + \delta_3}{2}; \quad \delta_n = \frac{\delta_2 + \delta_4}{2}; \quad a_b = \frac{a_b^1 + a_b^3}{2},$$

$$a_n = \frac{a_n^1 + a_n^3}{2}, \quad a_p = \frac{a_p^2 + a_p^4}{2}, \quad a_l = \frac{a_l^2 + a_l^4}{2}.$$

Здесь индексами «в», «н», «л», «п» обозначены соответственно верхние, нижние, левые и правые зазоры.

Для оценки результатов центровки минимальные радиальный и торцевой зазоры (биение) принимают за нуль, а разность между остальными заносят на сдаточную диаграмму.

Допустимую величину перекоса и параллельного смещения осей обычно оговаривают в сопроводительной документации к агрегату. Ориентировочно можно пользоваться данными, приведенными в табл. 4.1.

4.1. Допустимая разность радиальных и торцовых зазоров при центровке по полумуфтам, мм

Частота вращения насоса, мин	Полумуфта (диаметр D менее 500 мм)		
	жесткая	упругопальцевая	зубчатая
До 500	0,10	0,15	0,20
500...750	0,08	0,10	0,15
750...1500	0,06	0,08	0,12
1500...3000	0,04	0,06	0,10
3000 и более	0,02	0,04	0,04

Если результаты центровки не удовлетворяют требованиям, проводят подцентровку, причем перемещение подшипников (лап) определяют по выражениям (см. рис. 4.3, а):

$$x_{1(2)} = \frac{\delta_b - \delta_n}{2} + (a_b + a_n) \frac{l_{1(2)}}{D};$$

$$y_{1(2)} = \frac{\delta_l - \delta_p}{2} + (a_p + a_l) \frac{l_{1(2)}}{D}.$$

В вертикальных агрегатах насос и приводной электродвигатель соединяются между собой непосредственно или с помощью трансмиссионного вала 6 (рис. 4.3, б). Последний вариант наиболее распространен в центробежных насосах систем охлаждения.

Рассмотрим последовательность центровки таких агрегатов. Оборудование выставляют с помощью вертикальной струны электроакустическим способом. Предварительно валы устанавливают с помощью линейки 7.

В процессе центровки проверяют соосность и вертикальность валов. От закрепленной на верхнем фланце вала крестовины 3 опускают четыре струны 13 во взаимно перпендикулярных плоскостях. Грузы 10 на концах струн рекомендуется поместить в емкости 8 с маслом для повышения устойчивости струн. Струны изолируют от вала прокладкой 4. Струна через наушники 12 и батарею 11 соединена с насосом 9. Вместо наушников в цепь включают миллиамперметр.

Штихмас 1 на опоре 2 поворачивают по валу. В местах измерений на центрируемых валах устанавливают хомуты 5. В момент касания головки штихмаса со струной, который фиксируется пискom в наушниках (отключением стрелки миллиамперметра), измеряют расстояния a_1, c_1, d_1 по четырем струнам.

Вертикальность валов обеспечена, если выполняется условие

$$a_1 - c_1 = a_2 - c_2; \quad d_1 - b_1 = d_2 - b_2.$$

Отклонения вала от вертикального положения в направлении осей x и y определяют выражениями

$$\Delta x = \frac{(a_2 - c_2) - (a_1 - c_1)}{2}; \quad \Delta y = \frac{(d_2 - b_2) - (d_1 - b_1)}{2}.$$

Абсолютное отклонение равно $\Delta = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}$.

Валы считаются вертикальными, если выполняется условие

$$\Delta/L \leq 0,02 \text{ мм/м.}$$

При непосредственном соединении насоса с электродвигателем центровку осуществляют с помощью приспособления (см. рис. 4.1, б).

Радиальные зазоры δ изменяют перемещением двигателя установочными винтами у нижнего фланца двигателя.

Центровку в осевом направлении проводят путем поворота двигателя вокруг своей оси (кратно шагу расположения крепежных соединений), шабровкой или проточкой плоскости фланца фонаря.

Расцентровку до 0,25 мм допускается устранять с помощью металлических прокладок, устанавливаемых между опорными поверхностями фланцев фонаря и электродвигателя, количество прокладок в пакете не более 3. При этом должен быть обеспечен контакт опорных плоскостей не менее 70 % по периметру (шуп 0,05 мм не должен проходить). После центровки фонарь штифуют.

Центровка насосных агрегатов, имеющих общую фундаментную плиту, проводится на предприятии-изготовителе. Качество центровки проверяют при монтаже.

После центровки агрегата проверяют правильность соединения полумуфт. Во фланцевых муфтах с помощью пары шаблонов проверяют совпадение отверстий для болтов и резиновых пальцев. Между отверстиями в полумуфте и резиновыми пальцами должен быть зазор 0,5...1,5 мм на диаметр для обеспечения одновременного касания манжет и равномерной нагрузки на соединительные пальцы. Пальцы и отверстия маркируют, гайки шплинтуют.

При сборке зубчатых муфт обойма должна свободно перемещаться в осевом направлении. В случае принудительного смазывания зубчатого зацепления маслоподводящие трубки устанавливают в соответствии с требованиями чертежа.

4.2. ТРЕБОВАНИЯ К ИЗМЕРЕНИЯМ, ИСПЫТАНИЯМ И ПРИЕМКЕ НАСОСОВ

Качество изделия определяется в основном его потребительскими свойствами, а технические параметры (например, подача, удельная работа нагнетания, полезная мощность и КПД насоса) характеризуют эксплуатационные свойства. Параметры эти часто определяют по-разному. Для обоснования единых требований измерения, испытания и приемки разработаны технические условия поставки и правила измерения. Эти правила записаны в отраслевом стандарте.

Исходя из научных критериев и методов, в стандарте определены объект и порядок проведения его приемочных испытаний, оценки результатов и оформления документации. Различают насосы серийного, специального производства и насосы особого назначения. Правила действительны как для приемочных испытаний на заводе-изготовителе, так и в любом другом месте, выбранном заказчиком (например, монтажная площадка).

За систему единиц принята международная система единиц (СИ). Приемочные испытания проводят обычно на заводе-изготовителе. Время проведения приемочных испытаний заранее сообщается заказчику. При приемочных испытаниях на монтажной площадке изготовителю по желанию предоставляют время для

предварительных контрольных испытаний измерительных приборов, обучения персонала. Разрешаются предварительные испытания, условия проведения которых соответствуют всем условиям приемочных, и с согласия всех участников их рассматривают как приемочные испытания.

Руководитель испытания составляет график испытания. Во время испытаний соблюдают погрешности измерения определяемых величин в допустимых пределах. Точки измерения выбирают таким образом, чтобы показания соответствовали фактическим в процессе эксплуатации. Если по техническим причинам приемочные испытания нельзя проводить на опытном образце насоса, то договариваются об испытаниях модели. Причем масштаб модели выбирают таким, чтобы обеспечить соответствующую точность изготовления и качество обработки поверхности, а также возможность пересчета полученных значений. Модель должна быть идентична опытному образцу от входа (включая линию всасывания) до выхода относительно всех деталей проточной части. Это требование относится также ко всем зазорам. Масштаб модели не должен быть меньше 1:2.

В процессе приемочных испытаний проверяют оговоренные на поставку режимы работы насоса. При этом определяют такие параметры, по которым можно судить об экономичности и эксплуатационной надежности насосов. Таким образом, речь идет о следующих параметрах: подача как объемный или массовый поток жидкости; удельная работа нагнетания, напор, или давление, в напорном патрубке; частота вращения; мощность насоса.

Если необходимы значения только в одной точке (по договоренности), то в зоне измеряют параметры по крайней мере в трех точках, чтобы можно было построить однозначную кривую. Причем условия испытаний должны быть приближены к гарантийным, особенно это касается частоты вращения. В случае отклонения от данного требования принимают в расчет взаимосвязи между подачей, удельной работой нагнетания и мощностью на валу.

Для измерения подачи необходимы герметичность всасывающего трубопровода, постоянство температур перекачиваемой жидкости, а следовательно, и соответствующая вязкость. Подачу измеряют с помощью следующих средств измерений: мерного бака, сопла, шайбы и трубы Вентури.

Точность измерения с помощью мерного бака зависит от точности определения объема бака, который тарируют взвешиванием. Рекомендуется применять цилиндрические баки во избежание деформации. Полезный объем бака должен быть таким, чтобы его заполнение продолжалось не менее 60 с. Принимают обычно отношение высоты к диаметру приблизительно равным 1...1,5.

Измерение с помощью сопла, шайбы или трубы Вентури

предпочтительнее, если можно их смонтировать. Правила измерения расхода оговорены в ГОСТе.

Мощность, подводимую к насосу при помощи муфты, ременной передачи, называемую мощностью насоса, определяют косвенными или прямыми измерениями, а именно: по измеренным значениям крутящего момента на валу насоса и частоты вращения или по измеренному значению мощности приводного двигателя с исключением всех потерь, которые имеют место между точкой измерения и валом насоса.

Условием для непосредственного измерения передаваемой мощности с помощью балансирного электродвигателя (мотор-весы) или торсионного динамометра является наличие достаточного равномерно вращающего момента привода или насоса. Угол закручивания вала с известным модулем сдвига и полярным моментом инерции, передающего крутящий момент, на некоторой точно определенной длине находят с помощью оптических или электрических приборов. В процессе измерения внимательно следят за тем, чтобы вал по всей измеряемой длине свободно вращался и не был защемлен. Перед измерением и после него проверяют нулевую отметку шкалы торсионного динамометра. При использовании оптических приборов точность отсчета не превышает 0,5 %. После достижения установившегося режима необходимо минимум 3 раза через равные промежутки времени снять показания торсионного динамометра (угол поворота α) или показания балансирного электродвигателя (сила P). Тогда крутящий момент можно определять из выражений: $M = K\alpha - K_0\alpha_0$ для торсионного динамометра; $M = (P - P_0)I$ для балансирного электродвигателя. Здесь K — коэффициент по тарировочной кривой. Индекс 0 характеризует значения для холостого хода. Мощность насоса определяется с учетом угловой скорости вращения из выражения $N_k = M\omega$.

Если на месте монтажа невозможно осуществить прямое измерение или если при испытании насос нельзя отсоединить от двигателя, то проводят косвенное измерение: вначале измеряют мощность, подводимую к приводному двигателю, а по ней определяют мощность на валу насоса, учитывая КПД привода (включая промежуточную передачу, если она имеется). В двигателях трехфазного тока рекомендуется применять метод двух или трех ваттметров с использованием характеристики двигателя. Мощность на валу насоса определяют по потребляемой электрической мощности N , умноженной на КПД электродвигателя.

В насосах с высокой удельной частотой вращения понижение удельной работы нагнетания на начальной стадии кавитации выражено не так сильно, поэтому $\Delta h_{кр}$ находят по изменению КПД.

Для дальнейшего построения характеристики насоса в систему координат наносят характеристику $\Delta h - Q$. Для этого при по-

стоянной частоте вращения и переменной удельной работе нагнетания путем дросселирования в напорном трубопроводе измеряют и определяют соответствующие значения подачи. Кроме того, при общей оси абсцисс наносят кривые полезной мощности, мощности насоса и КПД, которые дают исчерпывающие сведения об энергетических качествах насоса. Для криогенных насосов и насосов, перекачивающих слегка загазованные жидкости, в координатах $H-Q$ наносят значения $\Delta h_{кр}$.

Между напорными кривыми одного и того же насоса, относящимися к разной частоте вращения, существует взаимосвязь по закону подобия, позволяющая проверить результаты испытания при условии отсутствия кавитации. В случае превышения допустимого отклонения возможно изменение подачи напора с помощью подрезки рабочего колеса и изменения частоты вращения.

4.3. ИСПЫТАНИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Цель испытаний поршневых насосов — подтвердить соответствие основных параметров и характеристик насоса требованиям технической документации; оценить качество изготовления насоса и надежность его действия; выявить границы рационального использования данного насоса и получить опытные материалы, необходимые для последующего проектирования.

Правила приемки и методы испытаний поршневых насосов установлены государственными стандартами. Опытные образцы (опытная партия) насосов подвергают предварительным и приемочным испытаниям.

Испытания серийных насосов разделяются на следующие виды: приемо-сдаточные, периодические, типовые и испытания на надежность. Поршневые насосы испытывают по заранее разработанной программе, утвержденной на предприятии в установленном порядке. Программа по видам и составу испытаний должна соответствовать содержанию табл. 4.2.

4.2. Виды и состав испытаний поршневых насосов

Состав испытаний	Вид испытаний					
	пред- вари- тель- ное	при- емоч- ное	приемо- сдаточ- ное	перио- дичес- кое	ти- по- вое	испыта- ние на надеж- ность
Обкатка*	+	+	+	+	+	—
Определение:						
характеристики насоса	+	+	—	+	+	—
регулирующей характеристики**	+	+	—	+	+	—
кавитационной характеристики	+	+	—	+	+	—
характеристики самовсасывания	+	+	—	+	+	—

Состав испытаний	Вид испытаний					
	пред- вари- тель- ное	прие- моч- ное	приемо- сдаточ- ное	перио- дичес- кое	ти- по- вое	испыта- ние на надеж- ность
шумовой и вибрационной харак- теристик (с приводом)	+	+	—	т	т	—
показателей надежности	—	—	—	—	—	+
Проверка:						
удобства обслуживания и прове- дения ремонта	+	+	—	—	—	—
подачи номинального режима	—	—	+	—	—	—
действия защитных устройств***	+	+	+	+	+	—
самовсасывания	т	т	т	т	т	—
Уточнение периодичности техниче- ского обслуживания и потребности в запасных частях	—	—	—	—	—	+
Проверка дополнительных требова- ний (при необходимости)	т	т	т	т	т	—
Определение массы	+	+	—	+	+	—

Примечания: 1. Знак «+» означает, что испытания проводятся; знак «т» — испытания проводятся, если они предусмотрены в технической документации, утвержденной в установленном порядке; знак «—» — испытания не проводятся.

2. Объем испытаний насосов индивидуального производства может отличаться от указанного в данной таблице и определяться технической документацией, утвержденной в установленном порядке.

* При выборочных приемо-сдаточных испытаниях насосы, не проходящие испытания, обкатке не подлежат.

** Для регулируемых поршневых насосов.

*** При их наличии.

Предварительным и приемочным испытаниям подвергается каждый насос. При освоении типоразмерного ряда насосов допускается подвергать испытаниям базовые типоразмеры данного ряда. Результаты испытаний базовых типоразмеров насосов распространяются на весь выпускаемый типоразмерный ряд.

Результаты предварительных испытаний допускается полностью или частично учитывать при приемочных испытаниях. Продолжительность работы насоса при приемочных испытаниях составляет 250 ч, если она не оговорена в технической документации, утвержденной в установленном порядке.

Приемо-сдаточным испытаниям подвергают каждый насос при месячном выпуске до 50 шт. При большем месячном выпуске допускается переходить на выборочный контроль, если технологический процесс стабилен и средний процент возврата на исправление насосов при сплошном контроле не более 2 %.

Число насосов одного типоразмера, подвергающихся периодическим испытаниям, должно быть при годовом выпуске (шт.): до 500—1; свыше 500 до 5000—2, свыше 5000 в течение года равномерно — 3. Типовые испытания насосов проводят при внесении в конструкцию и технологию изготовления насосов существенных изменений, влияющих на показатели качества, для оценки эффективности и целесообразности внесенных изменений. Типовым испытаниям подвергают следующее количество насосов (шт.): до 100—1; свыше 100—2. Если при периодических или типовых испытаниях насос не будет соответствовать нормативно-технической документации, то проводят повторные испытания удвоенного количества насосов. Результаты повторных испытаний являются окончательными.

Испытания на надежность делятся на определительные и контрольные. При определительных испытаниях на надежность уточняют показатели надежности, сроки и объемы ремонтов, периодичность технического обслуживания и потребность в запасных частях с целью внесения этих данных в техническую документацию. При контрольных испытаниях на надежность оценивают наработку на отказ. Сроки проведения испытаний и количество насосов, подвергаемых испытаниям на надежность, устанавливаются предприятием-изготовителем по согласованию с головным предприятием по виду продукции.

Основные условия проведения испытаний:

- перед началом испытаний проводят наружный осмотр насоса для проверки соответствия его технической документации;

- проверяют, все ли измерительные приборы имеют клейма или свидетельства государственной или ведомственной приемки;

- убеждаются в отсутствии протечек жидкости в соединениях при работе насоса;

- проверяют, не превышают ли уровни звукового давления и вибрации регламентированных значений;

- показания со всех приборов снимают одновременно;

- записи показаний приборов проводят на установленном режиме;

- во время испытаний ведут журнал, в котором фиксируют ход испытаний и заносят замечания, дающие материал по оценке работы насоса и указания на особенности его эксплуатации (насосы, имеющие предохранительный клапан, проходят испытания с этим клапаном, отрегулированным надлежащим образом);

- при испытании насосов с приводом от электродвигателя учитывают требования электробезопасности Госэнергонадзора; если во время испытания насосного агрегата измеряют шум и вибрации, то это следует выполнять на номинальном режиме насоса или на режиме длительной эксплуатации.

Во время испытаний определяют следующие параметры: частоту вращения, давление на входе в насос и на выходе из него,

подачу, мощность, температуру элементов насоса и перекачиваемой жидкости, внешние утечки, шум и вибрацию.

Частоту вращения обычно измеряют тахометром. Соединительные линии между местами отбора давлений (специально предусмотренными для этих целей) и приборами должны быть полностью заполнены жидкостью. Колебание стрелки не должно выходить за пределы трех делений шкалы. Манометр выбирают так, чтобы показания находились в средней трети шкалы, а максимально возможное давление не превышало предела измерений прибора. *Подачу насоса* измеряют объемным способом или сужающим устройством. Измерение подачи объемным способом осуществляется с помощью тарированного мерного бака, погрешность мерной емкости которого не должна превышать 0,5 %.

Мощность насоса измеряют с помощью балансирующего электродвигателя или путем измерения потребляемой мощности электродвигателя. Измерительную часть термометра или датчика температуры помещают непосредственно в жидкость или металлический тонкостенный цилиндр, заполненный глицерином или минеральным маслом. Точность измерений не ниже 1 °C.

Температуру элементов насоса измеряют с помощью термопреобразователя или термометра с точностью не менее 2 °C. Для определения внешней утечки через уплотнение предусматривают устройство для отвода и сбора утечки. Утечку определяют на номинальном режиме работы насоса в течение 5 мин (не менее) с погрешностью не более 2 %. Шум и вибрации поршневых насосных агрегатов измеряют специальной аппаратурой (шумомеры, вибропреобразователи и др.) в соответствии с действующими стандартами по определению шумовых характеристик машин и механизмов. Массу насоса определяют взвешиванием. При взвешивании полости насоса должны быть свободны от рабочей жидкости. Допускается погрешность взвешивания в пределах ± 3 %. Во время специальных испытаний насосов снимают индикаторные диаграммы.

Если насос подлежит испытанию не на воде, а на масле или иной вязкой жидкости, то необходимо иметь график, выражающий зависимость вязкости данной жидкости от ее температуры. Такой график (кривую) обычно строят по результатам лабораторных испытаний. Если для измерения подачи кривошипных поршневых насосов применяют мерные баки, то испытательный стенд можно выполнить по схеме, показанной на рис. 4.4. Мерный бак разделен перегородкой на две части, каждая из которых снабжена водомерным стеклом. После наполнения одной половины бака жидкостью с помощью перекидного устройства направляется во вторую половину. Необходимое давление на выходе из насоса создается и регулируется задвижкой, установленной на напорном трубопроводе. Вакуумметрическая высота всасывания регулируется задвижкой, установленной перед всасывающим воз-

душным колпаком. Уровень воды в напорном колпаке контролируется по водомерному стеклу и поддерживается с помощью сжатого воздуха, подаваемого в колпак компрессором. Необходимый уровень во всасывающем колпаке поддерживается эжектором, отсасывающим воздух из колпака. Если подачу насоса измеряют с помощью диафрагмы, то ее устанавливают на прямом участке трубы за напорным колпаком. Перепад давлений на диафрагме измеряют дифманометром. Стенд отличается от показанного на рис. 4.4 наличием диафрагмы с дифманометром, которые заменяют мерный бак.

Схема испытательного стенда, где напорный и всасывающий трубопроводы замкнуты общим кавитационным, герметически закрытым баком, изображена на рис. 4.5. Для наблюдения за уровнем воды в кавитационном баке на нем установлено водомерное стекло. Вакуум в баке создается с помощью эжектора, который откачивает из него воздух. Вакуумметрическая высота всасывания устанавливается в результате изменения разрежения в кавитационном баке. Необходимое давление на выходе из насоса создается и регулируется, как в схеме с мерным баком, с помощью задвижки (клапанов).

Стенды, на которых проводят одновременно гидравлические и вибрационные испытания поршневых насосов агрегатов, называются универсальными.

По результатам испытаний насоса строят его характеристики: напорную, энергетическую, кавитационную, регулировочную и

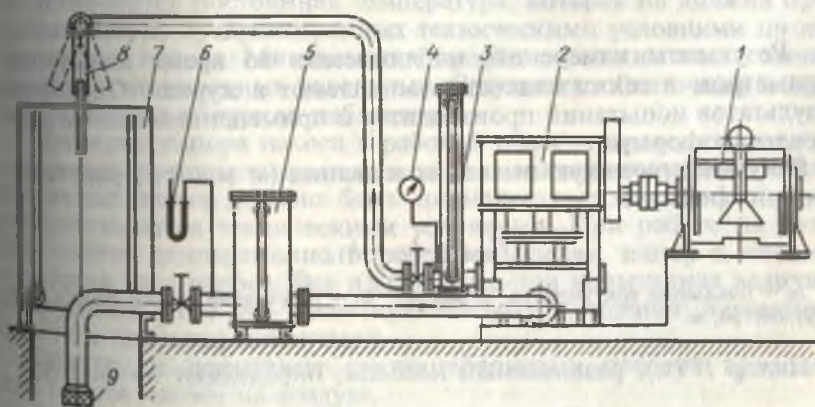


Рис. 4.4. Принципиальная схема испытательного стенда поршневых насосов с мерным баком:

1 — балансирный электродвигатель; 2 — насос; 3 — напорный колпак; 4 — манометр; 5 — всасывающий колпак; 6 — вакуумметр; 7 — мерный бак, разделенный перегородкой на две части; 8 — перекидное устройство; 9 — невозвратный (пяттовый) клапан

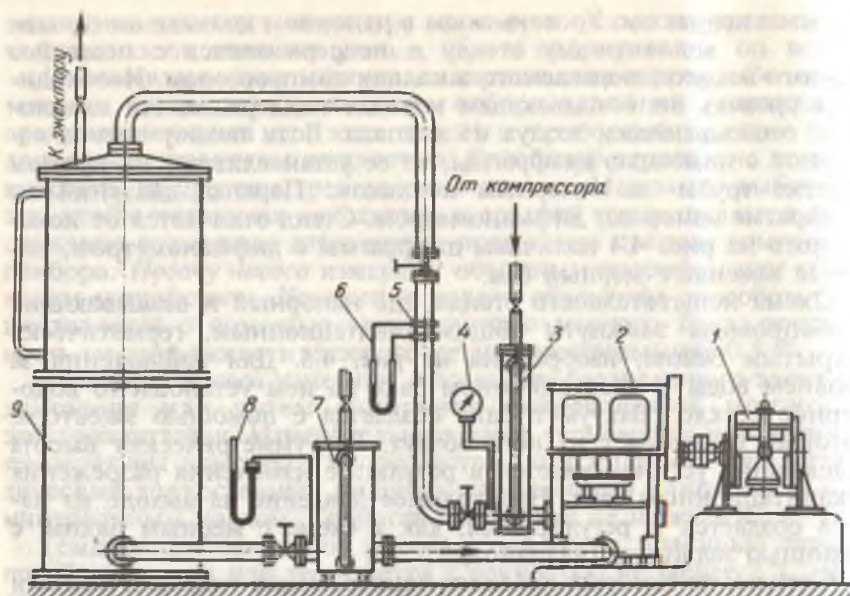


Рис. 4.5. Принципиальная схема испытательного стенда поршневых насосов с кавитационным баком:

1 — балансирный электродвигатель; 2 — насос; 3 — напорный воздушный колпак; 4 — манометр; 5 — диафрагма; 6 — дифманометр; 7 — всасывающий воздушный колпак; 8 — вакуумметр; 9 — кавитационный бак

пр. Результаты измерений, наблюдаемых во время испытаний параметров, а также подсчеты записывают в журнал. Обработка результатов испытаний производится с применением целого ряда расчетных формул.

Вакуумметрическую высоту всасывания (м вод. ст.) рассчитывают по формуле

$$H_{\text{вак}} = h_0 + h_1,$$

где h_0 — показание вакуумметра, м вод. ст.; h_1 — расстояние от оси насоса до 0 вакуумметра, м.

Напор H (м), развиваемый насосом, определяют по формуле

$$H = p_{\text{вых}}/(\rho g) + H_{\text{вак}} + h_2,$$

где $p_{\text{вых}}$ — давление на выходе из насоса, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; h_2 — расстояние от оси насоса до цапки манометра, м.

Теоретическая подача поршневого насоса

$$Q_T = kFaSn/60,$$

где k — число рабочих камер; F — площадь поршня, дм^2 ; a — коэффициент, равный 1...2; S — ход поршня; n — частота вращения, мин^{-1} .

Опытная мощность на валу балансирующего электродвигателя

$$N_{\text{оп}} = \frac{\pi}{30\,000} n l (J - J_0),$$

где l — плечо балансирующего электродвигателя, м; J — показание весов; J_0 — начальное усилие на весах.

4.4. ИСПЫТАНИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Заводские испытания лопастных насосов подразделяются на контрольные и типовые (контрольным испытаниям подвергают все выпускаемые заводом насосы).

Контрольные испытания включают: обкаточные испытания для проверки качества изготовления и сборки насоса; проверку насоса в рабочей области характеристики насоса (рабочая область насоса устанавливается ТУ на изготовление и поставку насоса).

Основная задача обкаточных испытаний — проверка качества сборки насоса и приработка всех трущихся поверхностей. Обкаточные испытания продолжают до тех пор, пока у подшипников, пят, уплотнений вала и прочих механических элементов насоса не установится постоянная температура, которая не должна превышать норм, предусмотренных техническими условиями на изготовление насоса. Минимальное время испытания также оговаривается техническими условиями. Результаты обкаточных испытаний заносят в журнал наблюдений.

Проверку напора насоса в рабочей области проводят вслед за обкаточными испытаниями при разных значениях подачи. Число различных подач должно быть не менее трех. Значения подач устанавливаются техническими условиями. При работе на каждой подаче одновременно определяют подачу, напор и частоту вращения вала насоса. Все измеренные при испытаниях величины и пересчитанные на расчетную частоту вращения параметры вносят в протокол испытаний.

Обкатку и испытания крупногабаритных насосов проводят при работе насоса на воздухе.

Типовым испытаниям подвергают головной насос каждой новой серии, насосы серийных выпусков (в количествах, устанавливаемых техническими условиями) и насосы индивидуального исполнения. В случае, если технические условия не устанавливают количества насосов, подлежащих типовым испытаниям, это количество определяется в соответствии с ГОСТом.

Типовые испытания проводят для определения энергетических и кавитационных характеристик насоса и включают: обкаточные испытания; нормальные испытания; кавитационные испытания.

Насосы со специальной конструкцией концевой уплотнения вала, которая не допускает проведения испытаний на кавитацию, подвергают всем видам испытаний, кроме кавитационных.

Проверку напора в рабочей области, нормальные и кавитационные испытания проводят только после достижения удовлетворительных результатов обкаточных испытаний.

Испытания насосов проводят при расчетной частоте вращения насоса. При проведении нормальных испытаний насоса устанавливают зависимость изменения напора H , потребляемой мощности N и коэффициента полезного действия η от его подачи Q .

Испытания проводят при различных подачах в диапазоне, перекрывающем рабочую область насоса. Количество значений подач должно быть не менее 20. Наибольшую и наименьшую подачи устанавливают техническими условиями. При испытании на каждой подаче одновременно измеряют подачу, напор, потребляемую мощность и частоту вращения насоса.

Нормальные испытания насосов проводят, как правило, с подпором на всасывании. Для этого в кавитационном резервуаре от водопровода или от линии сжатого воздуха создают давление 0,1...0,15 МПа, которое поддерживают во время испытаний. Кавитационные испытания проводят для установления зависимости допустимого антикавитационного запаса энергии на всасывании от подачи в рабочей области насоса, т. е. для определения всасывающей способности насоса.

Испытания проводят при разных подачах в рабочей области насоса. Количество значений подач должно быть не менее четырех, включая значения, соответствующие подачам на границе рабочей области насоса. При испытании на каждой подаче определяют подачу, напор, частоту вращения, потребляемую мощность, кавитационный запас и температуру рабочей среды.

При кавитационных испытаниях значения антикавитационного запаса должны охватывать область, в которой H и N не зависят от $H_a - H_s$; область срыва, т. е. резкого изменения H и N .

Число различных значений $H_a - H_s$ при каждой подаче должно быть не менее 15. В области, где $H_a - H_s$ приближается к наименьшей величине (область развития кавитации и срыва), интервалы между отдельными значениями $H_a - H_s$ должны быть меньшими, чем в области нормальной работы насоса.

Кавитационные испытания насосов большей мощности и специальных насосов обычно не проводят, если при проектировании использованы результаты модельных испытаний. Многоступенчатые насосы с гидравлическим уравниванием осевого давления также не позволяют проводить кавитационные испытания по конструктивным особенностям вследствие опасности на-

рушений работы гидроплаты. Поэтому при проведении типовых и промышленных испытаний на спецификационном режиме проверяют только допустимую высоту всасывания $H_{\text{доп}}$.

Проверка напора в рабочей области, нормальные и кавитационные испытания насосов, энергетические и кавитационные испытания являются основным этапом проверки качества насосной продукции завода. Для проведения испытаний на заводах оборудуют испытательные станции (НИС), которые должны отвечать следующим требованиям:

1. Площадь испытательной станции выделяется из расчета количества стендов, необходимых для проведения испытания всех выпускаемых заводом насосов, с учетом площадей вспомогательных помещений.

2. Испытательная станция находится на технологической линии движения изделия: сборка — испытательная станция — последняя операция.

3. Для проведения монтажных работ при установке насосов для испытаний станцию оборудуют необходимыми подъемными приспособлениями.

4. Помещение станции отапливается и имеет температуру не ниже 10 °С.

5. На испытательной станции должны быть следующие вспомогательные помещения: для хранения инструмента, вспомогательных материалов и оборудования; для хранения и тарировки измерительных приборов; ртутная комната, предназначенная для хранения ртути, ртутных приборов и для работы с открытой ртутью, оборудованная с соблюдением правил техники безопасности; помещение для обработки материалов испытаний насосов и для хранения технической документации.

Стенд для испытания насосов проектируют и монтируют с соблюдением следующих условий:

1. Размеры резервуара (открытого или закрытого), всасывающего и напорного трубопроводов и мощность электродвигателя должны соответствовать подаче и мощности насоса; необходимо учитывать нагрев воды в системе. Размеры поперечных сечений трубопроводов выбираются с таким расчетом, чтобы при испытании можно было получить характеристику насоса в области перегрузочных режимов по подаче. Перегрузка электродвигателя не допускается.

2. Во избежание утечки воды или прососа воздуха в местах стыков все разъемные детали трубопровода и резервуара должны иметь плотные соединения, что особенно важно при кавитационном испытании насоса.

3. Отбор давлений в напорном и всасывающем трубопроводах производится через ниппели. Концы ниппелей устанавливают заподлицо с внутренней стенкой трубы, и они не должны иметь заусенцев. Ниппели устанавливают по диаметру трубы в горизон-

тальной плоскости на расстоянии 1—2 диаметров от фланца патрубка насоса. В местах отбора давлений внутренний диаметр трубопровода не должен иметь отклонений от соответствующего диаметра патрубка насоса на величину большую, чем 1...1,5 %.

4. Трубопровод для заливки резервуара и системы труб из водопроводной сети имеет такое сечение, чтобы операция заливки не занимала много времени.

5. Для спуска воды из системы резервуар должен быть снабжен дренажным трубопроводом.

6. Вал насоса и вал электродвигателя центрируют с максимально допустимым отклонением 0,05...0,06 мм на наружном диаметре соединительной муфты.

7. На стендах устанавливают фундаментальные плиты такой конструкции, которая обеспечивала бы возможность быстрого монтажа насосов и электродвигателей.

8. Стенд оборудуют отдельным щитом с пусковой аппаратурой и измерительными приборами.

9. По окончании монтажа стенда производится опрессовка всей системы под небольшим давлением (до 0,15 МПа) для проверки герметичности стыков труб и сварных швов. Кроме того, систему проверяют на вакуумную плотность. Для этого систему трубопроводов и бака заливают водой так, чтобы в баке остался небольшой объем, заполненный воздухом. Затем в баке создают разрежение вакуумным насосом. Когда вакуум достигает порядка 6—7 м вод. ст., закрывают все краны и останавливают вакуумный насос. Если в течение 1—2 ч разрежение в системе не уменьшается или уменьшается не более чем на 0,5 м вод. ст., монтаж стенда можно считать выполненным удовлетворительно. Систему проверяют на вакуумную плотность при затянутом сальнике насоса во избежание подсоса воздуха.

В контрольных испытаниях насосов допускается применение пружинных манометров, вакуумметров и мановакуумметров класса 1,5 при условии их проверки на заводе не реже 1 раза в месяц на грузовом манометре в дополнение к обычной проверке, проводимой в соответствии с действующими правилами и инструкциями Комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров РФ. Пружинные манометры подбирают так, чтобы давление, соответствующее расчетному режиму насоса, отвечало средней трети шкалы манометра.

По условиям техники безопасности на испытательных стендах следует избегать применения ртутных приборов. Если же в случае крайней необходимости на стендах применяют ртутные манометры, то они должны отвечать следующим требованиям:

измеряемое давление не должно быть больше расчетного для данного манометра;

манометр должен иметь приспособление для предохранения от выливания ртути в случае повреждения стеклянных трубок и

выбрасывания ртути от случайного увеличения давления свыше допустимого;

манометры должны изготавливаться из доброкачественных материалов: дерево для стоек должно быть сухим, стеклянные трубки — проверены на давление и прямолинейность;

манометры необходимо подвергать гидропробе после изготовления и после длительного перерыва в работе;

ртуть, заливаемая в манометры, должна быть чистой, без амальгамы и механических примесей.

Нежелательно применение электродвигателей с большим запасом мощности, так как в этом случае уменьшается точность измерения мощности.

Номинальная мощность электродвигателя не должна превышать мощность, потребляемую насосом в расчетном режиме, более чем в 3 раза.

Допускается определение потребляемой насосом мощности посредством измерения энергии, потребляемой приводом с учетом его КПД в случаях: испытания насосов, неотделимых от привода; испытания насосов, отделимых от привода, при мощности насоса 100 кВт и более.

Для измерения крутящего момента применяют мотор-весы и крутильные весы.

Мотор-весы могут быть изготовлены из обычного электромотора постоянного и переменного тока путем подвешивания статора на двух опорах с шарикоподшипниками на одной геометрической оси с ротором мотора. При работе мотора между статором и ротором возникают электромагнитные силы, взаимодействие которых можно определить в виде двух равных и противоположных по знаку крутящих моментов. Момент, приложенный к ротору, вызывает вращение ротора, а другой, действующий на статор, является реактивным и в обычных моторах воспринимается фундаментом. Крутящий момент, приложенный к ротору, очевидно, действует в направлении вращения вала и по величине равен крутящему моменту, преодолеваемому валом насоса. В него входят крутящий момент на муфте вала и крутящий момент, затрачиваемый на вентиляцию мотора. Крутящий момент, приложенный к статору, в мотор-весках уравнивается гириями на плече определенной длины. Рекомендуется выбирать длину плеча мотор-весов равной 0,716 м для определения потребляемой мощности в лошадиных силах и 0,974 м в киловаттах. Чувствительность мотор-весов определяется минимальным грузом, вызывающим перемещение чашки мотор-весов из положения равновесия при вращающемся якоре и отключенном от мотора насосе.

При измерении крутящего момента мотор-весами не допускается применение пружинных динамометров.

К крутильным динамометрам предъявляются следующие требования: погрешность динамометров, определяемая тарифовкой,

не должна превышать $\pm 0,5$ % **наибольшего** крутящего момента, допускаемого для динамометра; **средняя** треть шкалы динамометра должна соответствовать **крутящему** моменту на валу насоса, работающего в расчетном **режиме**.

При определении потребляемой мощности посредством измерения потребляемой электродвигателем энергии измерение производится электроприборами **класса** не ниже 0,5. Трансформаторы напряжения и тока должны **иметь** класс не ниже 0,2. Определение КПД электродвигателя производится по ГОСТу.

Перед началом испытаний **установку** осматривают и готовят к опытам. Перед испытанием насоса, особенно **головного** образца, обязательно **обмеряют** элементы проточной части насоса и проверяют их соответствие чертежам. Результаты измерений заносят в специальные **формуляры**.

Если насос испытывают при **наличии** водослива, прежде всего устанавливают нуль водослива и проверяют совпадение показаний уровня поплавкового устройства с показаниями мерной иглы. Проверяют тарировочное устройство для водослива, исправность манометров и вакуумметров, **длину** рычага мотор-весов, действие реостатов и нагрузочных весов, **а** также наличие необходимых шкал, аппаратуры и приборов. Кроме того, готовят бланки протоколов, тарировочные кривые или таблицы пересчета. Перед испытанием насоса в **открытой** установке со всасывающей трубой, имеющей обратный клапан, насос должен быть залит жидкостью, причем необходимо проследить за тем, чтобы вышел весь воздух через кран на **корпус** насоса и через краник у пружинного манометра.

Правила пуска и обслуживания в эксплуатации и при испытаниях являются общими для всех **лопастных** насосов, но иногда в зависимости от типа и мощности **насосной** установки могут быть разработаны специальные правила обслуживания и испытаний насосов или агрегатов в целом. Обычно составляют инструкции по монтажу, пуску, обслуживанию насосов во время работы и т. п.

Основными условиями готовности насоса к нормальной работе являются: свободное без задеваний вращение ротора насоса, непрерывность подачи смазки к **подшипникам**, соблюдение нормальных зазоров между деталями ротора и статора, соблюдение центровки между насосом и двигателем, правильность действия КИП и регулирующих устройств.

Основная задача испытаний — получение характеристик собственно насоса и маслосистемы, т. е. определение: условий работы насосного агрегата; оптимального режима запуска насосного агрегата; внешних характеристик **насоса**; тепловых характеристик маслоохладителей и оптимальной **схемы** их включения; динамических характеристик насоса и т. д.

Промышленные испытания **проводит** комиссия в составе представителей заказчика и изготовителя оборудования, а также

представителей научно-исследовательских, проектных и хозяйственных организаций. Промышленные испытания оформляют в виде отчета организации, которой поручено проведение указанных испытаний. Отчет должен содержать: краткую техническую характеристику насосного агрегата; данные о состоянии насоса перед испытанием; программу испытаний и объем проведенных экспериментальных работ; краткое описание схемы испытательной установки, описание методики измерений и обработки экспериментальных данных; результаты испытаний и их анализ; выводы и рекомендации.

К отчету прилагают протоколы и характеристики испытаний, а также данные об измерительных приборах. Отчет о промышленных испытаниях подписывается ответственными за испытания лицами и руководством организации, проводившей промышленные испытания.

По результатам промышленных испытаний насосного агрегата комиссия составляет заключение с предложениями о возможности серийного производства.

Гидравлические, механические и эксплуатационные характеристики насоса, полученные в результате промышленных испытаний, могут указать на необходимость замены или ремонта рабочих колес, лопаточных отводов, подшипников, сальников и т. п. Сравнение результатов нескольких последовательно проводимых промышленных испытаний позволяет сделать более правильное заключение, чем ревизия внутренних частей насоса и измерение различных зазоров.

Особого внимания требуют кавитационные испытания насосов в рабочих условиях. Изменение во времени величин подачи и напора насоса, различные температуры и иногда состав перекачиваемой жидкости, колебание уровней в приемном резервуаре в сочетании с изменением характеристик сети требуют в таких случаях точного определения допустимых величин кавитационного запаса при различных режимах работы.

Проведение испытаний насосов непосредственно в промышленных условиях является неотъемлемой гарантией их нормальной эксплуатации.

Испытательные стенды различают в зависимости от целей и объема испытаний: стенды заводских испытаний; стенды промышленных испытаний; стенды ресурсных испытаний и специальные стенды для подшипников, уплотнений и других элементов; стенды модельных испытаний и научно-исследовательских работ.

Заводские установки предназначены для решения задач, связанных с улучшением выпускаемых и созданием новых насосов, а также для проведения текущих контрольных и типовых испытаний. Стенды для научно-исследовательских работ кроме решения задач, стоящих перед отраслью насосостроения, служат

базой для различных исследований, связанных с разработкой и внедрением новых перспективных типов и конструкций насосов, с улучшением методов расчета рабочих органов насосов и с разработкой мероприятий по повышению эффективности их работы, с исследованием всех вопросов, требующих экспериментальной проверки.

Стендовые установки бывают замкнутые и открытые. Преимущество замкнутой установки — ее компактность и возможность размещения в любом помещении. Недостаток — быстрый нагрев рабочей жидкости (особенно вязкой); для поддержания во время опыта постоянной температуры используют охлаждающее устройство либо применяют 15...20-кратную циркуляцию рабочей среды в системе стенда.

Схема стенда с замкнутой циркуляцией жидкости приведена на рис. 4.6. На стендах подобного типа проводят типовые испытания насосов. Схемы с замкнутой циркуляцией заменяют любую схему стенда с открытым резервуаром. На стендах, построенных по этим схемам, кроме нормальных испытаний проводятся также и кавитационные испытания насосов, по результатам которых определяется всасывающая способность насосов. В установке с замкнутой циркуляцией жидкости центробежный насос забирает воду из бака, который имеет раздельную стенку с успокоителями перед ней и верхнюю крышку, герметично закрывающую бак. Жидкость по трубопроводу подходит к всасывающей трубе и, пройдя задвижку на всасывании и всасывающий патрубок, поступает в насос под некоторым подпором, образованным за счет разности уровня воды в баке и отметки рабочего колеса насоса.

На корпусе насоса установлен кран для выпуска воздуха. Насос приводится во вращение электрическими мотор-весами. Мотор-весы с регулируемой частотой вращения подвешены на стойках и имеют рычаг, опирающийся плечом на чашку циферблатных весов. Крутящий момент измеряется как произведение веса груза P , который уравнивает стрелку весов в среднем положении, и длины рычага.

Под воздействием сообщенной рабочим колесом энергии жидкость поступает в нагнетательный трубопровод, в который вмонтирована измерительная диафрагма с дифференциальным манометром для измерения подачи насоса. Из нагнетательного трубопровода жидкость поступает обратно в бак. Для определения частоты вращения пользуются тахоскопом, тахометром или счетчиком. Частота вращения вала насоса может меняться у двигателя постоянного тока с помощью нагрузочного реостата, включенного в цепь возбуждения, а у двигателя переменного тока с фазным ротором — с помощью реостата в цепи ротора.

Для регулирования подачи насоса установлена задвижка на напорном трубопроводе. Регулирующую задвижку лучше распо-

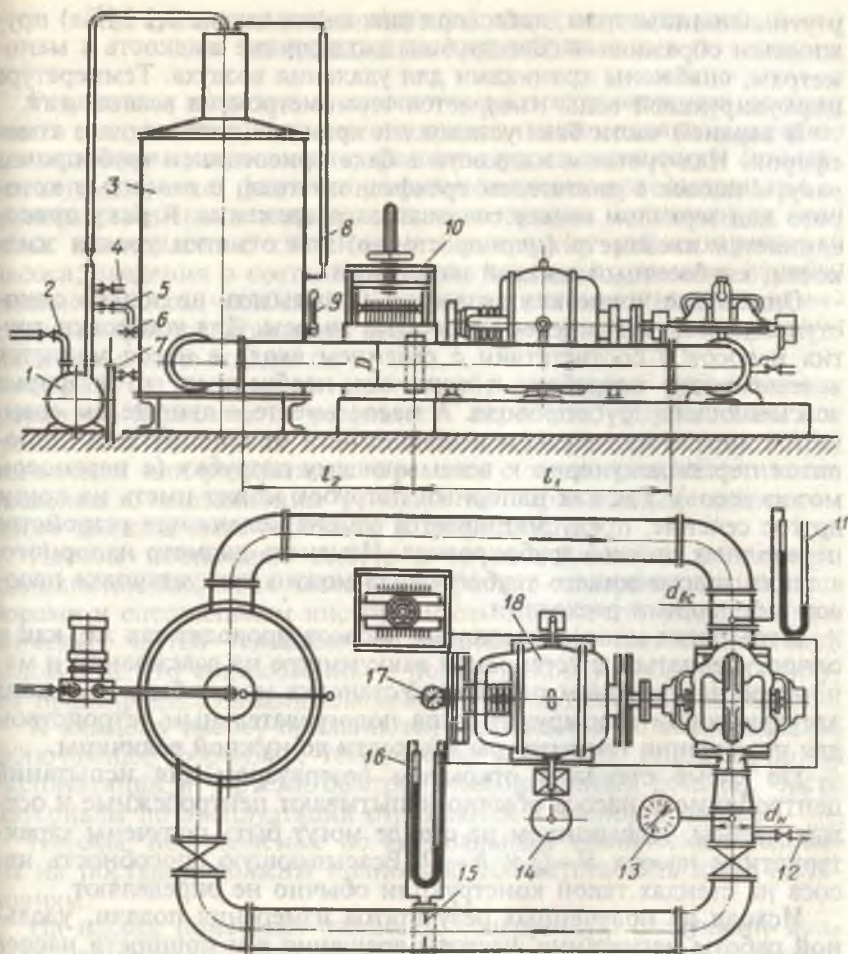


Рис. 4.6. Стенд для испытания центробежных насосов с кавитационным баком:

1 — вакуум-насос; 2 — отводная трубка вакуум-насоса; 3 — кавитационный бак; 4 — штуцер для выпуска воздуха; 5 — штуцер для подвода воды к вакуум-насосу; 6 — отводная линия; 7 — штуцер подвода воды от водопровода; 8 — водомерное стекло; 9 — термометр; 10 — реостат; 11 — вакуумметр; 12 — штуцер отвода воды; 13 — образцовый пружинный манометр; 14 — указатель равновесия; 15 — диафрагма; 16 — манометр; 17 — тахометр; 18 — мотор-весы

лагать за прибором для измерения подачи, что повышает точность измерения, обеспечивает более равномерное поле скоростей в измерительном приборе и исключает попадание воздуха в него. Давление перед входом в рабочее колесо измеряют ртутным вакуумметром, а давление за насосом, после диффузора, — либо

ртутным манометром, либо (при давлениях свыше 0,2 МПа) пружинным образцовым. Все трубки, подводящие жидкость к манометрам, снабжены краниками для удаления воздуха. Температура циркулирующей воды измеряется термометром на всасывании.

В верхней части бака установлен кран для сообщения с атмосферой. Над уровнем жидкости в баке присоединен трубопровод вакуум-насоса с двигателем трехфазного тока, с помощью которого над зеркалом может создаваться разрежение. К баку присоединяется пьезометр (мерное стекло) для отметки уровня жидкости, снабженный шкалой измерений.

Описанная установка позволяет испытывать не только одноступенчатые, но и многоступенчатые насосы. Для установки других насосов в соответствии с сечением входа в насос меняется всасывающий патрубок, и если это необходимо, то и форма всасывающего трубопровода. А насос вместе с двигателем сдвигается вправо или влево и в зависимости от конструкции становится перпендикулярно к всасывающему патрубку (с переносом мотор-весов). Так как напорный патрубок может иметь на конце другое сечение, предусматривается замена колена или устройства переходных отсеков трубопровода. Изменять диаметр напорного, а также всасывающего трубопровода можно при установке насосов с большими расходами.

Испытания многоступенчатых насосов проводят так же, как и одноступенчатых, с установкой вакуумметра на всасывании и манометра на напорном патрубке. Установка может быть снабжена электрическим или другого типа подогревательным устройством для повышения температуры жидкости до нужной величины.

По схеме стенда с открытым резервуаром для испытаний центробежного насоса обычно испытывают центробежные и осевые насосы. Испытанием на стенде могут быть получены характеристики насоса $H-Q$ и $N-Q$. Всасывающую способность насоса на стендах такой конструкции обычно не определяют.

Исходя из полученных результатов измерения подачи, удельной работы нагнетания, частоты вращения n и мощности насоса N_n , проверяют выполнение условий на поставку насоса. Если в процессе измерения имело место отклонение частоты вращения от заданной, все результаты измерений пересчитывают. Допустимые отклонения частоты вращения при определении подачи составляют +5...—50 %, а при определении КПД +5...—10 %.

Для соблюдения вышеуказанных допустимых отклонений частоты вращения полученные при измерении параметры пересчитывают с помощью уравнений подобия, пригодных для лопастных насосов:

$$Q = Q_1 \left(\frac{n}{n_1} \right); H = H_1 \left(\frac{n}{n_1} \right)^2; N = N_1 \left(\frac{n}{n_1} \right)^3.$$

4.5. ОФОРМЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ И ПОСТАВКА НАСОСОВ

Результаты испытания заносят в протокол, который должен иметь следующие пункты: место и дата; наименование заказчика; наименование изготовителя; фамилия уполномоченного ответственного сдатчика; фамилия уполномоченного приемщика; однозначные сведения о типе насоса, конструкции, исполнении, времени изготовления; сведения о характерных рабочих режимах насоса; сведения о состоянии насоса перед испытанием; отработанные насосом часы до испытания и данные о вводе в эксплуатацию; краткое описание стенда и измерительных устройств; сведения о типе жидкости.

Обработка некоторых измерений, данные о применяемых формулах пересчета и результаты пересчета, определение погрешностей измерения и их обоснование, сравнение результатов испытания или результатов пересчета с заданными величинами, сведения о выполнении условий по гарантийным значениям также должны быть отражены в документации.

Насосы поставляют вместе с комплектующими изделиями: комплектом запасных частей, контрольно-измерительными приборами и специальным инструментом. Количество поставляемых запасных частей указывают в спецификации или специальной ведомости. По согласованию с поставщиком насосы комплектуют предохранительными клапанами и воздушными колпаками.

К каждому насосу прилагаются руководство по эксплуатации, включающее формуляр, техническое описание, инструкцию по эксплуатации и чертежи быстроизнашивающихся деталей. Часто материалы по эксплуатации отражаются в паспорте насоса.

Насосы, поставляемые по специальным техническим условиям на поставку, должны полностью соответствовать этим условиям.

На насосе помещают табличку, содержащую следующие данные: наименование или товарный знак предприятия-изготовителя, условное обозначение насоса, порядковый номер и год выпуска насоса, подачу, давление на выходе и массу насоса, клеймо технического контроля. Запасные части, специальный инструмент и приспособления маркируют обозначением чертежа на самих деталях или на подвешенных к ним биркам.

На предприятии-изготовителе насосы и комплектующие изделия проходят консервацию. После консервации все отверстия насоса закрывают пробками или заглушкой с прокладкой. Законсервированный насос, комплектующие изделия и документацию упаковывают в тару, исключающую возможность их механического повреждения и воздействия на них метеорологических условий при транспортировании и хранении. Насосы можно и не

упаковывать в ящики при условии обеспечения их сохранности во время транспортирования.

Погрузку и выгрузку упакованного насоса производят осторожно, в соответствии с предохранительными надписями на ящике. Захват стропами осуществляют в указанных на ящике местах.

Насос и комплектующие изделия хранят в соответствии с инструкцией предприятия-изготовителя. Техническая документация входит в объем поставки и высылается бесплатно к каждому насосу.

Минимальный объем поставки содержит инструкцию по уходу и обслуживанию, спецификацию с указанием быстроизнашивающихся деталей, гарантийное обязательство, инструкцию по монтажу, монтажные чертежи, характеристики, протоколы испытаний, формуляры замеров и акт приемки, данные о допустимых статистических и динамических нагрузках на фундамент (при необходимости).

Контрольные вопросы и задания. 1. Перечислите мероприятия, выполняемые перед сборкой насоса. 2. Назовите мероприятия, выполняемые перед разборкой насоса. 3. Каков порядок приемочных испытаний насосов? 4. Назовите способы измерения подачи насоса. 5. Перечислите способы измерения мощности насоса. 6. Каковы способы измерения напора насоса? 7. Как измерить высоту всасывания насоса? 8. Какие существуют способы измерения частоты вращения насоса? 9. Назовите виды испытаний поршневых насосов. 10. Каковы мероприятия, выполняемые перед испытаниями насосов? 11. Какие параметры определяют при испытании насоса? 12. Назовите виды испытаний лопастных насосов. 13. Какие насосы могут быть испытаны на воздухе? 14. Какова цель проведения кавитационных испытаний? 15. В чем цель проведения нормальных испытаний лопастного насоса? 16. Для чего проводят типовые испытания насосов? 17. Какова цель проведения контрольных испытаний? 18. Сформулируйте требования, предъявляемые к заводской испытательной станции насосов. 19. Каковы требования, предъявляемые при испытании головного образца насоса? 20. Назовите цель проведения промышленных испытаний насосов. 21. В чем назначение испытательных стендов насосов? 22. Каковы различия между стендами с открытым резервуаром и с замкнутой циркуляцией? 23. Какие документы оформляются по результатам испытаний насосов?

5. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА НАСОСОВ

5.1. ОСОБЕННОСТИ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ

Пуск насосных установок осуществляют различными способами в зависимости от типа эксплуатируемого насоса и привода двигателя, так как при нулевой подаче насоса мощность может достигать максимума или минимума. Поэтому указания, приведенные в инструкции завода-изготовителя, следует строго соблюдать, так как пусковой момент в насосах и в приводных двигателях различен.

Подготовка к пуску. Перед пуском насоса проверяют направление вращения приводного двигателя при разъединенной муфте. Направление вращения насоса показано нанесенной на насос стрелкой. Как правило, направление вращения насоса — правое (по часовой стрелке), если смотреть со стороны привода.

Насосы с погружным или герметичным электродвигателем включают в оба направления вращения, при этом более высокое давление при закрытой задвижке по показаниям манометра определяет правильное направление вращения.

Подшипники, корпуса подшипников и масляные камеры в насосах перед заполнением тщательно промывают бензином или бензолом, причем вал лопастных насосов проворачивают вручную. После чистки и полного удаления промывочных средств подшипники насоса заполняют маслом, выдерживая минимальный и максимальный уровни.

В насосах с принудительной смазкой подшипников или смазкой от централизованной масляной системы перед эксплуатацией подключают систему смазки и проверяют ее работу.

В насосах, установленных на открытой площадке, при низких температурах подогревают смазку. Насосы для перекачивания горячих жидкостей перед эксплуатацией прогревают и обеспечивают беспрепятственное протекание жидкости для прогрева.

В насосах с охлажденными сальниками или с уплотняющей жидкостью для сальников перед эксплуатацией открывают линии подвода и отвода, проверяют проток охлаждающей или уплотняющей жидкости (рис. 5.1).

В насосах с механическими уплотнениями (торцовые уплотнения) полностью открывают трубопроводы разгрузки, при этом необходимо избегать работы уплотнения всухую.

упаковывать в ящики при условии обеспечения их сохранности во время транспортирования.

Погрузку и выгрузку упакованного насоса производят осторожно, в соответствии с предохранительными надписями на ящике. Захват стропами осуществляют в указанных на ящике местах.

Насос и комплектующие изделия хранят в соответствии с инструкцией предприятия-изготовителя. Техническая документация входит в объем поставки и высылается бесплатно к каждому насосу.

Минимальный объем поставки содержит инструкцию по уходу и обслуживанию, спецификацию с указанием быстроизнашивающихся деталей, гарантийное обязательство, инструкцию по монтажу, монтажные чертежи, характеристики, протоколы испытаний, формуляры замеров и акт приемки, данные о допустимых статистических и динамических нагрузках на фундамент (при необходимости).

Контрольные вопросы и задания. 1. Перечислите мероприятия, выполняемые перед сборкой насоса. 2. Назовите мероприятия, выполняемые перед разборкой насоса. 3. Каков порядок приемочных испытаний насосов? 4. Назовите способы измерения подачи насоса. 5. Перечислите способы измерения мощности насоса. 6. Каковы способы измерения напора насоса? 7. Как измерить высоту всасывания насоса? 8. Какие существуют способы измерения частоты вращения насоса? 9. Назовите виды испытаний поршневых насосов. 10. Каковы мероприятия, выполняемые перед испытаниями насосов? 11. Какие параметры определяют при испытании насоса? 12. Назовите виды испытаний лопастных насосов. 13. Какие насосы могут быть испытаны на воздухе? 14. Какова цель проведения кавитационных испытаний? 15. В чем цель проведения нормальных испытаний лопастного насоса? 16. Для чего проводят типовые испытания насосов? 17. Какова цель проведения контрольных испытаний? 18. Сформулируйте требования, предъявляемые к заводской испытательной станции насосов. 19. Каковы требования, предъявляемые при испытании головного образца насоса? 20. Назовите цель проведения промышленных испытаний насосов. 21. В чем назначение испытательных стендов насосов? 22. Каковы различия между стендами с открытым резервуаром и с замкнутой циркуляцией? 23. Какие документы оформляются по результатам испытаний насосов?

5. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА НАСОСОВ

5.1. ОСОБЕННОСТИ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ

Пуск насосных установок осуществляют различными способами в зависимости от типа эксплуатируемого насоса и привода двигателя, так как при нулевой подаче насоса мощность может достигать максимума или минимума. Поэтому указания, приведенные в инструкции завода-изготовителя, следует строго соблюдать, так как пусковой момент в насосах и в приводных двигателях различен.

Подготовка к пуску. Перед пуском насоса проверяют направление вращения приводного двигателя при разъединенной муфте. Направление вращения насоса показано нанесенной на насос стрелкой. Как правило, направление вращения насоса — правое (по часовой стрелке), если смотреть со стороны привода.

Насосы с погружным или герметичным электродвигателем включают в оба направления вращения, при этом более высокое давление при закрытой задвижке по показаниям манометра определяет правильное направление вращения.

Подшипники, корпуса подшипников и масляные камеры в насосах перед заполнением тщательно промывают бензином или бензолом, причем вал лопастных насосов проворачивают вручную. После чистки и полного удаления промывочных средств подшипники насоса заполняют маслом, выдерживая минимальный и максимальный уровни.

В насосах с принудительной смазкой подшипников или смазкой от централизованной масляной системы перед эксплуатацией подключают систему смазки и проверяют ее работу.

В насосах, установленных на открытой площадке, при низких температурах подогревают смазку. Насосы для перекачивания горячих жидкостей перед эксплуатацией прогревают и обеспечивают беспрепятственное протекание жидкости для прогрева.

В насосах с охлаждаемыми сальниками или с уплотняющей жидкостью для сальников перед эксплуатацией открывают линии подвода и отвода, проверяют проток охлаждающей или уплотняющей жидкости (рис. 5.1).

В насосах с механическими уплотнениями (торцовые уплотнения) полностью открывают трубопроводы разгрузки, при этом необходимо избегать работы уплотнения всухую.

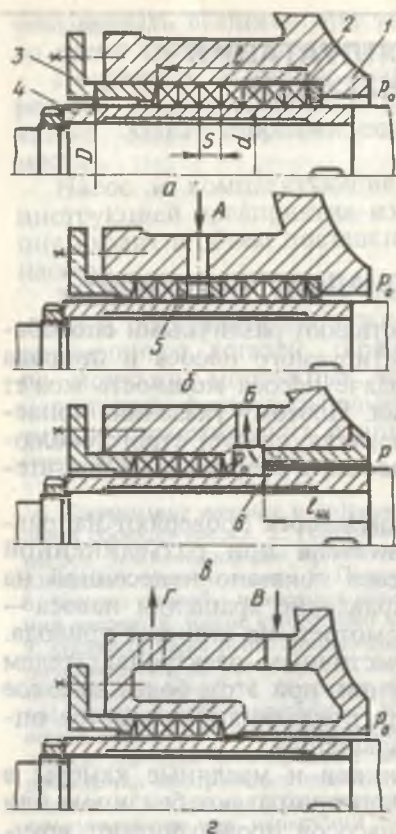


Рис. 5.1. Сальниковые уплотнения:

а — без охлаждения; *б* — с подводом запаривающей жидкости; *в* — с дросселирующим устройством перед сальником; *г* — с охлаждением или подогревом; 1 — корпус сальника; 2 — набивка; 3 — нажимная втулка; 4 — защитная втулка вала; 5 — кольцо гидрозатвора; 6 — дросселирующая втулка; А — подвод запаривающей жидкости; Б — отвод дросселирующей части рабочей жидкости; В — подвод охлаждающей жидкости; Г — отвод охлаждающей жидкости

В лопастных насосах перед пуском насос и всасывающий трубопровод (с приемным клапаном) заполняют жидкостью с отводом воздуха из расположенного в наивысшей точке насоса воздушного вентиля или пока из указателя уровня не начнет поступать жидкость без воздуха.

При перекачивании низкотемпературных криогенных жидкостей тщательно прослушивают насосы до их заполнения рабочей средой, поскольку на неметаллических прокладочных материалах может осесть влага, содержащаяся в атмосфере, и это может привести к их замерзанию.

В самовсасывающих центробежных насосах перед пуском заполняют водой устройство для самовсасывания.

После закрытия воздушного вентиля или клапана в вакуумной трубе насос готов к пуску.

В насосных установках с напором более 10—15 м и длинными трубопроводами непосредственно за напорным патрубком предусматривают обратный клапан, с тем чтобы защитить насос от обратного вращения при внезапном отключении привода.

Захолаживание и пуск криогенного насоса. Для захолаживания насоса предусмотрены отводная магистраль и сливное отверстие. Отводная магистраль расположена в верхней части насоса, чуть выше всасывающей камеры. Сливное отверстие находится в нижней части наружного корпуса.

Для захолаживания рекомендуется предусматривать два дополнительных отверстия на напорном патрубке. Одно отверстие служит для выпуска газов, второе — для сброса давления. Эти

два отверстия должны помещаться на напорной линии между напорным фланцем и напорной задвижкой. Отверстие для сброса давления соединяется перепускной трубкой с резервуаром. В перепускную трубку должна быть встроена диафрагма, которая должна пропускать 25...30 % номинальной подачи насоса при полном давлении нагнетания. Если при захлаживании система дегазации работает недостаточно хорошо, газы рекомендуется выпускать через дополнительные отверстия, предназначенные для присоединения измерительной аппаратуры и связанные с атмосферой. Это является гарантией, что жидкость полностью заполнила насос при захлаживании. Захлаживание считается нормальным, если жидкость выходит из выпускных клапанов непрерывным потоком, свободным от примеси газа.

При захлаживании рекомендуется проделать следующие операции: а) открыть клапан сброса давления на перепускной трубе к резервуару; б) открывая всасывающую задвижку, постепенно захлаживать насос, заполняя его жидкостью; открыть сливное отверстие на нагнетании для ускорения вывода газов, образовавшихся в насосе при испарении во время захлаживания; в) ускорить дегазацию проворачиванием ротора насоса; г) когда насос захладится, необходимо убедиться, что через насос проходит чистая жидкость, открытием крана на отводной магистрали и сливной трубе (при этом ротор насоса должен проворачиваться свободно); д) при открытом клапане сброса давления на перепускной трубе и закрытой напорной задвижке расход через насос не должен превышать номинальной подачи насоса (этим при пуске насоса будут обеспечены требуемые условия на всасывании насоса).

После указанных выше операций: е) пускает насос; ж) регулируют напор насоса с помощью напорной задвижки и клапана сброса давления на перепускной трубе; з) если насос не достигает нормального напора, его останавливают и убеждаются в наличии жидкости в отводной магистрали и сливной трубе, открыв кран на этих линиях. Если жидкость нормально вытекает из них, повторяют пункты г, д, е, ж.

Особенности подготовки к пуску лопастных насосов. После окончания подготовительных работ, пуска вспомогательных и дополнительных агрегатов, заполнения насоса и всасывающего трубопровода запускают приводной двигатель.

Для предотвращения сухого трения не рекомендуется включать лопастные насосы без жидкости. Центробежные насосы, работающие с подпором на входе, могут быть включены в работу лишь при достижении необходимого давления во всасывающем патрубке насоса. После достижения приводным двигателем номинальной частоты вращения (для радиальных и диагональных насосов) плавно открывают задвижку на напорном трубопроводе, пока манометр на напорном патрубке не покажет требуемое

давление. При дальнейшем открытии задвижки может произойти перегрузка приводного двигателя.

Лопастные насосы с большой удельной частотой вращения n_s (особенно осевые насосы) включают в работу с открытой напорной задвижкой, потому что мощность, потребляемая двигателем при нулевой подаче, может быть выше потребляемой мощности насоса в номинальном режиме.

При пуске самовсасывающих центробежных насосов задвижка на напорном трубопроводе должна быть открыта для удаления всасываемого воздуха. Центробежные насосы при закрытой или чуть приоткрытой напорной задвижке могут нормально работать непродолжительное время, затем наступает недопустимый нагрев перекачиваемой жидкости. Нельзя регулировать работу насоса дросселированием на всасывающем трубопроводе.

Автоматически работающие насосные установки включают в работу по разработанной схеме. Для таких установок во время пуска необходимо осуществлять лишь контрольные операции.

Особенности подготовки к пуску поршневого насоса. Перед пуском в ход насос тщательно осматривают и убеждаются в том, что пуску его ничто не препятствует. Все посторонние предметы (инструмент, обтирочный материал и т. п.) убирают. Осматривают контрольно-измерительные приборы и проверяют, открыты ли краны к манометру и вакуумметру. Очищают (если требуется) и заполняют маслом смазочные устройства, а также проверяют готовность к работе всей масляной системы. Если насос работал некоторое время без осмотра сальниковых набивок, их осматривают и, если они изношены, устанавливают новые. Затяжку нажимного устройства сальника выполняют без перекосов, чтобы получалось равномерное давление на набивку.

Если высота всасывания насоса большая, то рабочие камеры заполняют перекачиваемой жидкостью. Клапаны на напорной и всасывающей трубах полностью открывают. Пуск поршневых насосов при закрытом клапане (задвижке) на нагнетании не допускается. При наличии у насоса маслоохладителя открывают вентиль для подвода воды к нему.

При необходимости обогрева или охлаждения сальников и корпуса гидроблока обеспечивают доступ теплоносителя. Перед пуском насоса в ход проверяют периодически отсутствие заедания предохранительного клапана. Подготавливают к пуску приводной двигатель.

Приводной двигатель пускают, если это возможно, при пониженной частоте вращения, а затем постепенно частоту вращения доводят до нормальной.

Некоторые насосы снабжают байпасным (обводным) трубопроводом. Пуск таких насосов производят при открытом клапане на байпасе и закрытом на напорном трубопроводе, т. е. в период пуска насос работает на рециркуляцию. Это делается для того,

чтобы двигатель насоса в период пуска не работал с перегрузкой. После того как частота вращения вала насоса доведена до рабочей, медленно открывают клапан напорного трубопровода. Одновременно закрывая клапан обводного трубопровода.

Поршневые и роторные насосы всасывают жидкостью. Рабочий пуском освобождают от воздуха и запускают насос. Если насос всасывает жидкостью, то всухую приводит к интенсивному нагреванию поршневых колец, а в роторных насосах к нагреванию поршней и подгонкам нагнетательных винтов или вращающихся винтов. При этом резиновых деталей корпуса в насосах.

Объемные насосы нельзя пускать в работу с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе, так как в этом случае возможно повреждение насоса при увеличении давления. Пуск насоса в работу возможен только при открытой задвижке на напорном трубопроводе. При этом необходимо соблюдать режим пуска, отказывающегося при высоком давлении нагнетания. При этом насосы предохранительных клапанов.

Пуск и остановку роторных насосов выполняют при открытой задвижке, так как при закрытой задвижке создается высокое давление и приводной двигатель перегревается. Параллельное включение в общую систему роторных насосов допустимо, но время как последовательное включение без промежуточного изменения давления для равномерного изменения давления нагнетания недопустимо. Для предотвращения сухонего давления нагнетания при первом пуске, несмотря на самовсасывание роторных насосов, их запорные клапаны на входе в насосы должны быть открыты. Это особенно необходимо для винтовых насосов, у которых поджимный винт часто работает в резиновом корпусе и при сухом трении может обуглиться.

5.2. ОБСЛУЖИВАНИЕ В ПРОЦЕССЕ РАБОТЫ

Во время эксплуатации насосных установок и насосов обеспечивают обслуживание и контроль за ними. Качественное обслуживание за насосами обуславливает надежность эксплуатации, поэтому необходимо точно соблюдать инструкции заводских конструкторов и в первые 3000 ч работы насосов необходим частый контроль работы оборудования.

Предварительные указания по режиму выполнения работ в соответствии с условиями эксплуатации.

После включения установки насоса и высоты всасывания. Рабочие параметры проверяют по характеристике насоса или фирменной табличке. При этом определяют расход насоса или при пуске насоса с подпором осуществляют непрерывный контроль.

ния на входе. Постоянно контролируют температуру перекачиваемой жидкости в насосе и во всасывающем трубопроводе. Если подача насоса в процессе открытия задвижки не изменяется, возникают колебания показаний мановакуумметра и манометра, шум в насосе и во всасывающем трубопроводе; это значит, что в насосе или во всасывающем трубопроводе остался воздух. В этом случае из насоса еще раз удаляют воздух и вновь заполняют его жидкостью.

Уход за насосами поручают только лицам, имеющим право на обслуживание и хорошо знающим эксплуатируемую насосную установку и правила по ее обслуживанию и уходу. Особые меры безопасности принимают в тех случаях, когда перекачиваемые жидкости либо огнеопасны, либо ядовиты. Эти обстоятельства отражают в инструкции. Открытые вращающиеся части насосного агрегата ограждают.

В насосном отделении на видном и хорошо освещенном месте вывешивают в рамке под стеклом схему трубопроводов насосной установки.

Все запорные органы (клапаны, краны, задвижки) трубопроводов должны иметь ясные и понятные указатели открытия и закрытия и номера, соответствующие схеме.

Запрещается при обтирке работающего насоса пользоваться паклей и концами, а также наматывать обтирочный материал на руку. Резьбовые соединения равномерно и надежно затягивают. Запрещается ремонт насоса на ходу.

Смазочные и обтирочные материалы хранят в металлическом ящике, закрывающемся крышкой.

В насосном отделении необходимо следить за чистотой и порядком. Рабочая одежда машиниста должна быть исправной, чтобы исключить возможность попадания ее в движущиеся части насосных агрегатов, что может быть причиной несчастных случаев. В случае аварии останавливают приводной двигатель.

Вопросы техники безопасности учитывают при проектировании насосных установок. Насосный агрегат устанавливают с учетом удобного и безопасного обслуживания при эксплуатации и ремонте. Расстояние от стен и другого оборудования выдерживают согласно действующим правилам по установке оборудования. Агрегат заземляют.

Во время работы насоса наблюдают за показаниями контрольно-измерительных приборов, установленных на насосе и трубопроводе, а также за исправной работой масляной системы и периодически проверяют уровень и температуру масла. При необходимости добавляют масло в систему. Следят за нормальной работой сальников и отводов утечек, а также за плотностью соединений насоса и трубопровода. Насос и его фундамент содержат в чистоте. Правильная эксплуатация насосов во многом зависит от состояния контрольно-измерительных приборов (ма-

нометры, вакуумметры, термометры и др.), которые периодически проверяют в соответствии с инструкцией по уходу за насосным агрегатом. Если стрелка манометра или вакуумметра не устанавливается в нулевое положение, прочищают каналы крана и продувают подводящую трубку. Если эти меры окажутся малоэффективными, прибор заменяют. При самопроизвольном изменении режима или появлении ненормального стука насос останавливают для выяснения и устранения причины неисправности.

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 отражают в техническом формуляре. Дефекты и неисправности насоса в зависимости от их характера устраняют сразу после осмотра или при очередном ремонте.

К насосам наряду с требованиями обеспечения основных эксплуатационных параметров, экономичности и долговечности предъявляют требования по малозумности и малой виброактивности. Эти требования обусловлены вредным влиянием шума от вибрации элементов конструкции на здоровье обслуживающего персонала. Кроме того, малая виброактивность агрегата является показателем долговечности, надежности, технологического и конструктивного совершенства его. Действительно, уменьшение вибрации насоса свидетельствует об умеренных динамических силах, нормальном рабочем процессе насоса и о высоком механическом сопротивлении конструкции вредным колебаниям.

Наоборот, неравномерные силы и моменты, удары клапанов и деталей, пульсации давления, кавитация и другие источники возбуждают повышенные вибрации насоса и приводят к преждевременному износу, а часто и к поломкам деталей, перенапряжению элементов конструкции насоса.

Особенно важен постоянный контроль за смазкой и качеством масла. Ежедневно проверяют уровень масла в корпусах подшипников. Для контроля масла в циркуляционной системе смазки берут пробу масла на сливе. Качество масла считают хорошим, если выдержаны следующие параметры:

Вязкость (при 50 °C), °E	4...5
Температура воспламенения, °C	150
Кислотное число	0,3
Массовая доля, %:	
воды	0,1
зола	0,05
Коэффициент омыления	6,0
Эмульгирование	Неэмульгированное масло

Нормальная температура в подшипниках 45...60 °С, максимальная — 80 °С.

Если достигнута или превышена максимальная температура в подшипниках, насос необходимо выключить, подшипники разобрать и проверить их состояние. Температуру подшипников контролируют постоянно.

В насосных установках с принудительной смазкой или централизованной масляной системой осуществляют постоянный надзор за давлением масла, а также за свободным подводом и сливом масла.

Резкое повышение давления масла недопустимо, так как это свидетельствует о загрязнении сеток фильтров. Сетки фильтров промывают согласно инструкции завода-изготовителя масляных охладителей и фильтров.

Обращают внимание на свободный сток охлаждающей жидкости из охлаждаемых подшипников, причем допустимая разность температур (на входе и выходе) не должна превышать 10 °С.

При надежной работе сальник должен свободно вращаться с капельной протечкой. Работа сальников всухую приводит к интенсивному износу и разрушению вала или защитных втулок.

В насосах с охлаждающимися сальниками проверяют свободный отвод охлаждающей жидкости. В сальниках с подводом запирающей или промывочной жидкости необходимо проверять ее поток.

Механические уплотнения вала (торцовые уплотнения) практически не требуют обслуживания в процессе эксплуатации. Достаточно проводить внешний осмотр. Периодически проверяют свободный проток жидкости для разгрузки уплотнений. Во время эксплуатации торцовых уплотнений необходимо соблюдать требования инструкции завода-изготовителя. В центробежных насосах с гидравлическим разгрузочным устройством для осевой силы через определенные промежутки времени проверяют давление жидкости (рис. 5.2). Увеличение давления разгрузки указывает на повышенный износ внутренних деталей и возрастание расхода разгрузки. При сильном износе разгрузочного диска ротор смещен в осевом направлении, оси лопастных колес и направляющих аппаратов не совпадают, что видно по контрольным рискам на валу.

Несмотря на динамическую балансировку ротора, регулярно проверяют вибрацию подшипников. Остаточный дисбаланс после балансировки устанавливает завод-изготовитель в определенных пределах. Остаточный дисбаланс ротора обуславливает вибрацию корпуса подшипника, равную 15 мкм. При нарушении спокойной работы насоса измеряют колебания подшипников. Если измеренная амплитуда колебаний превышает 50 мкм, то насос останавливают. Разбирают насос и проверяют биение вала и ротора. Коле-

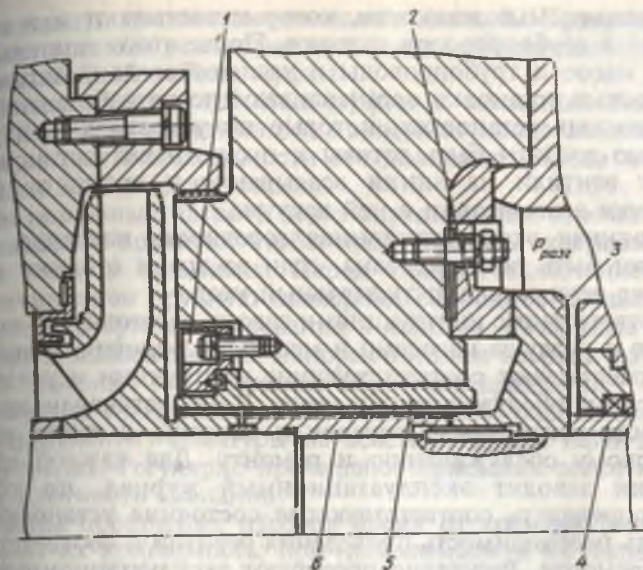


Рис. 5.2. Гидравлическая разгрузка осевой силы насоса:

1 — фланец; 2 — подпятник; 3 — гидропята; 4 — втулка гидропята; 5 — неподвижная втулка осевого участка разгрузки; 6 — вращающаяся втулка осевого участка разгрузки; $p_{разг}$ — давление в разгрузочной камере

бания вала и значительный зазор в цилиндрической щели разгрузочного устройства приводят к износу разгрузочного диска.

В обогреваемых насосах для перекачивания жидкостей с высокой вязкостью регулярно контролируют подвод и отвод жидкости для подогрева.

Перед остановкой двигателя лопастного насоса закрывают задвижку на напорном трубопроводе. После этого останавливают приводной двигатель и обращают внимание на свободный выбег вала насоса.

В объемных насосах задвижки на всасывающем и напорном трубопроводах оставляют открытыми. В насосах с большой высотой всасывания закрывают задвижку на всасывающей линии после остановки насоса, чтобы воспрепятствовать холостому ходу насоса при неплотно закрывающемся приемном клапане.

После остановки насоса отключают вспомогательные устройства для смазки, охлаждающей, запирающей и промывочной жидкости, а также средства прогрева. К насосам, работающим под вакуумом, обеспечивают во время стоянки подвод запирающей жидкости, с тем чтобы предотвратить просачивание воздуха через сальник.

Перекачиваемые жидкости, которые застывают или оседают, из насоса и трубопроводов сливают. После этого тщательно промывают насос и трубопроводы и удаляют осадок. Автоматические насосные установки останавливают по разработанной схеме.

В насосных установках, которые по условиям эксплуатации постоянно должны быть готовы к пуску, перед установкой открывают вентили на линии всасывания и в течение времени убеждаются в отсутствии в ней вакуума.

Постоянная эксплуатационная готовность насосных установок может быть гарантирована, если во время стоянки за насосом также осуществляют тщательный уход.

В соответствии с инструкциями завода-изготовителя по обслуживанию и уходу за насосами и местными условиями эксплуатации разрабатывают соответствующие инструкции и указания по техническому обслуживанию и уходу. В них устанавливают сроки проведения регулярных проверок и ревизий, а также работ по техническому обслуживанию и ремонту. Для каждой насосной установки заводят эксплуатационный журнал, по которому можно определять соответствующее состояние установки, устанавливать необходимость проведения ревизии и соответствующего вида ремонта. Регулярно проверяют эксплуатационную готовность резервных насосов, чтобы в любое время гарантировать ввод их в эксплуатацию.

При установке агрегатов на открытой площадке обращают внимание на постоянный прогрев при низких температурах во время стоянки, а также на своевременное опорожнение от жидкости насосов и трубопроводов. Пуск насоса в холодном состоянии при перекачивании жидкости с различной вязкостью недопустим, так как это может привести к повреждению насоса.

Первую смену масла и чистку масляных полостей в подшипниках с жидкой смазкой проводят после 200 ч эксплуатации, следующую смену масла — после 1500...2000 ч, но не реже чем один раз в год. При использовании высококачественных сортов масла (турбинное) допускают более длительную продолжительность работы.

Подшипники с консистентной смазкой равномерно заполняют смазкой и через 1000...2000 ч эксплуатации обновляют ее.

Сальниковую набивку заменяют после 3000 ч эксплуатации. При новой набивке сальников полностью удаляют старые уплотнительные кольца. Втулка сальника или вал не должны иметь на рабочей поверхности канавок или следов коррозии. Эти следы либо удаляют, либо заменяют детали. При укладке новых уплотнительных колец выполняют указания завода-изготовителя.

При установке механических уплотнений (торцевых) выполняют требования завода-изготовителя в зависимости от конструкций уплотнения. Через определенные промежутки времени проверяют муфты, в особенности их центровку. В упругих муф-

тах проверяют состояние резиновых деталей. Применяют полностью пригодные резиновые пальцы для обеспечения равномерной и спокойной работы муфты.

Если используют зубчатые муфты с масляной смазкой, то через 500...600 ч эксплуатации проверяют масло нашламообразование, а при необходимости его доливают. Масло меняют по истечении 3000 ч эксплуатации.

Валы резервных насосов через определенные отрезки времени проворачивают вручную, чтобы предотвратить схватывание вала, прежде всего в сальниках. Перед каждым включением насоса проворачиванием вручную проверяют свободное вращение ротора насоса и отсутствие задевания в корпусе. Резервные насосы с открытыми задвижками на напорной линии не реже одного раза в сутки поверяют на отсутствие обратного вращения.

Постоянно проверяют работоспособность (ход штоков, плотность уплотнения) арматуры на всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Регулярно прочищают приемные сетки и контролируют плотность клапанов.

Клапаны поршневых насосов время от времени разбирают и проверяют их пригодность; при необходимости их подшлифовывают и тщательно притирают. Кроме того, убеждаются в отсутствии рисок на кольцах или манжетах поршня, а также на гильзе цилиндра. За роторными насосами не требуется особого ухода, но обращают внимание на то, чтобы перекачиваемая среда не содержала грубых загрязнений и твердых компонентов, а уплотнение вала (сальники или манжеты) обеспечивало бы требуемую плотность.

5.3. НЕИСПРАВНОСТИ В РАБОТЕ НАСОСОВ

К неисправностям в работе насоса и к авариям на предприятиях часто приводит использование насоса, изготовленного из материалов, непригодных для перекачивания данной жидкости.

Насосы должны работать на жидкостях, оговоренных в технических условиях на поставку, для которых подобраны соответствующие материалы.

Указания о значении выбора материала для эксплуатационной надежности и долговечности работы насоса изложены ранее.

На практике к неисправностям часто приводит попадание в насос инородных тел. Различают три основные группы инородных тел: а) попавшие в насос во время ремонта или сборки; б) попавшие в насос во время его изготовления, обработки деталей или же непосредственно снаружи; в) образовавшиеся в машине в периоды эксплуатации или стоянки.

Особая опасность возникает при эксплуатации насосов, которые изготовлены из хрупких материалов. В центробежных насо-

сах в первую очередь при попадании инородных тел выходят из строя корпус насоса, элементы рабочего колеса и направляющего аппарата.

Если в насос могут попасть инородные тела вместе с перекачиваемой жидкостью и не предусмотрена установка сеток, решеток и фильтров, такие хрупкие материалы, как чугун, алюминий, графит, керамика и пластмассы, непригодны.

Повреждение и разрушение насосов вследствие износа возникает прежде всего при перекачивании сильноабразивных жидкостей. В этом случае износ материала насоса происходит главным образом по направлению потока.

Интенсивный износ имеет место только тогда, когда в перекачиваемой среде соотношение компонентов смеси твердого вещества к жидкости приблизительно равно 1:2 или же если напор рабочего колеса больше 30 м.

При использовании литой хроммолибденовой стали отмечена достаточно высокая долговечность работы насоса. При покрытии изнашиваемых частей насосов резиной обеспечивается примерно такая же долговечность. Находит применение и низколегированный хромом и никелем отбеленный чугун. Долговечность изделий из этого материала в 2...2,5 раза выше долговечности изделий из обычно употребляемых материалов. Обработка этого материала связана с большими затратами труда, поэтому его не всегда применяют в насосостроении.

Для предотвращения повреждений вследствие кавитации необходимо обеспечить условия эксплуатации, которые достигаются при уменьшении высоты всасывания или увеличении давления на входе. Если таким путем нельзя устранить кавитацию, то путем выбора соответствующего материала можно смягчить или резко ограничить вредные последствия кавитации. Самые стойкие — материалы с высоким пределом прочности и большим растяжением. К таким материалам относятся в первую очередь перлитные стали, а затем хромистые и аустенитные. Во многих случаях может быть использована также мягкая бронза. При перекачивании агрессивных жидкостей, если не подобран соответствующий материал, можно ожидать быстрого разрушения насоса вследствие коррозии. Проведение анализа перекачиваемой жидкости и правильного выбора материала практически позволяет подобрать насос для всего диапазона эксплуатационных параметров. Необходимо учитывать возможное загрязнение жидкости во время эксплуатации, а также давление и температуру перекачиваемой жидкости при выборе материала.

Материалы, применяемые для изготовления насосов, должны сочетаться между собой и с перекачиваемой жидкостью, т. е. не должна возникать электролитическая пара, что приводит к электрохимической коррозии.

Для агрессивных жидкостей приемлемы следующие материа-

лы: бронзы, легированные стали с добавками хрома, никеля, марганца, вольфрама, твердый свинец, кремнистый чугун, силиumin, твердая резина, керамические материалы, а также детали, футерованные резиной и пластмассами.

При перекачивании воды часто может возникать химическая коррозия. Свое значение при определении агрессивности воды имеет водородный показатель pH (содержание свободных ионов водорода). Вода, водородный показатель которой ниже семи, имеет кислотные качества и разрушает железо. Применять чугун в этом случае не рекомендуется вследствие разрушения преимущественным образом ферритовой и перлитовой частей чугуна. Если невозможно соответствующей обработкой повысить водородный показатель воды, необходимо использовать коррозиестойкую легированную сталь. Для выбора коррозиестойкого материала рекомендуют использовать специальные таблицы.

Оценка агрессивности воды при различных содержаниях свободного CO_2 и других компонентов приведена на рис. 5.3. Если точки, соответствующие показателям исследуемой воды, располагаются на заштрихованной стороне кривых, то вода неагрессивна, а если на противоположной стороне — то степень агрессивности воды тем больше, чем дальше они удалены от кривых. Диоксид углерода опасен, если он растворен в воде в виде газа — «свободного» CO_2 . Карбонатная жесткость воды (1°d соответствует 10 мг CaO в 1 л) оказывает влияние на агрессивность других компонентов. Это необходимо учитывать при использовании воды с показателем жесткости менее 7°d .

Износ стальных насосов. Основной фактор, оказывающий непосредственное влияние на процесс износа и долговечность деталей, — трение. Различают три разновидности трения: сухое, жидкостное и смешанное (полусухое и граничное). При сухом трении поверхности твердых тел касаются друг друга без какого-либо промежуточного слоя смазки, что вызывает их повышенный износ.

При жидкостном трении трущиеся пары полностью разделены пленкой жидкой смазки, поэтому износ их незначителен.

Износ трущихся пар зависит от конструктивных форм, сочетания материалов и условий работы. Большее влияние на износ при трении оказывает давление на контактирующих поверхностях.

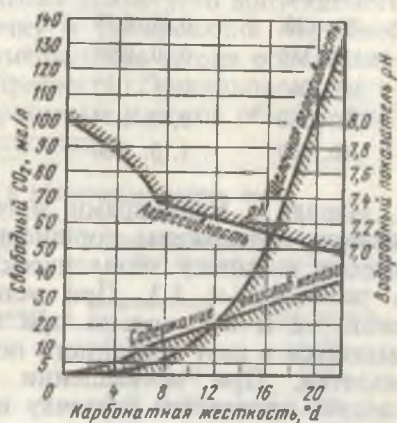


Рис. 5.3. Пределы агрессивности воды

тах, от которого зависят характер взаимного внедрения микровыступов, определенные изменения в поверхностных слоях материалов, возникновение и нарушение того или иного вида функциональных связей. С ростом нагрузки интенсивность износа повышается.

На износ деталей значительное влияние оказывает качество трущихся поверхностей. Уменьшение шероховатости способствует снижению интенсивности износа. На износ влияют также волнистость и направление штрихов — следов механической обработки.

Присутствие в перекачиваемой жидкости агрессивных веществ (кислота, щелочи и т. п.) вызывает коррозию трущихся поверхностей и нарушает работу пары трения.

В начальный период работы узла трения происходит приработка поверхностей. Трение в неабразивной среде приводит к сглаживанию микронеровностей. Интенсивность износа в течение некоторого времени оказывается повышенной. По мере приработки деталей она уменьшается. Основными элементами поршневых насосов, подверженных значительному износу, являются цилиндры (втулки). Данные по зазорам и износу цилиндров приведены в табл. 5.1.

5.1. Допустимые износы цилиндров, мм

Диаметр цилиндра, мм	Диаметральный зазор между стенкой цилиндра и поршнем		Предельно допустимые отклонения для цилиндров	
	установочный	предельно допустимый	овальность	нецилиндричность или конусность
50...80	0,4...0,66	3,00	0,60	0,40
80...120	0,46...0,76	3,50	0,70	0,50
120...180	0,60...0,94	4,00	0,90	0,60
180...260	0,76...1,15	4,50	1,20	0,70
260...360	0,90...1,34	5,50	1,80	0,80
360...500	1,10...1,60	7,0	2,20	0,90

Наряду с цилиндрами значительному износу в поршневых насосах подвержены поршневые кольца. Данные о зазорах по высоте и износу металлических поршневых колец помещены в табл. 5.2 и 5.3. При установочном зазоре, указанном в табл. 5.2 и 5.3, кольцо при монтаже должно свободно перемещаться в пазу собранного поршня от легкого удара рукояткой молотка. При превышении указанных допусков на износ следует произвести расточку или шлифование цилиндра (втулки). Допустимое уменьшение толщины стенки цилиндра, если оно не указано в инструкции по эксплуатации насоса, определяется расчетом.

5.2. Зазоры по высоте для металлических поршневых колец, мм

Высота кольца, мм	Установочные	Предельно допустимые
До 10	0,02...0,08	0,12
10...18	0,02...0,10	0,14
18...30	0,03...0,13	0,18

5.3. Зазоры в стыке неметаллических поршневых колец, мм

Диаметр кольца, мм	Установочные	Предельно допустимые
До 100	1,5	4,0
100...150	2,0	5,0
150...200	2,5	5,5
200...300	3,0	6,5

При повторных расточках или больших выработках проводится гидравлическая проба цилиндра. В случае увеличения зазора между стенкой цилиндра и поршнем вследствие износа или расточки цилиндра на значение, превышающее предельно допустимое, требуется замена поршней.

Зазоры в стыке поршневых колец из неметаллических материалов приведены в табл. 5.3. Зазор Δ по высоте неметаллических колец назначается в зависимости от высоты кольца b : для текстолитовых колец, работающих в горячей воде, $\Delta=0,04b$, в холодной воде $\Delta=0,03b$.

В процессе работы насоса происходит износ поршневого штока. Данные по износу поршневых штоков и зазорам между грядбуксой и штоком для сальников с мягкой набивкой приведены в табл. 5.4. В случае превышения указанного допускаемого износа следует произвести проточку и шлифование наружной поверхности штока. Допустимое уменьшение штока определяется расчетом на прочность и устойчивость. Предельно допустимые износы основных деталей поршневых насосов обычно приводятся в руководствах по их эксплуатации.

5.4. Износ поршневых штоков и допустимые зазоры, мм

Диаметр штока, мм	Предельно допустимый износ		Диаметральный зазор между грядбуксой и штоком	
	овальность	неравномерность диаметра по длине	установочный	предельно допустимый
10...18	0,20	0,20	0,20...0,60	1,20
18...30	0,24	0,24	0,32...0,80	1,60
30...40	0,28	0,28	0,40...1,00	2,00
40...50	0,30	0,30	0,60...1,20	2,40
50...65	0,32	0,36	0,80...1,40	2,80
65...80	0,36	0,40	1,00...1,60	3,40



грузке приводного двигателя. В насосах возвратно-поступательного действия устанавливают непосредственно за напорным патрубком обратный, а также, в некоторых случаях, предохранительный и перепускной клапаны.

Места соединений на всасывающем трубопроводе надежно уплотняют для предотвращения проникновения воздуха. При монтаже всасывающего трубопровода обращают внимание на то, чтобы он имел постоянный уклон к насосу с целью избежания образования воздушных мешков. Несоблюдение этих требований может привести к разрыву потока. Насос по возможности рекомендуют устанавливать непосредственно возле места всасывания, т. е. всасывающая труба не должна быть слишком длинной, что может отрицательно повлиять на процесс всасывания.

Насосы с подпором должны иметь в подводящей трубе запирающее устройство для отключения насоса при неисправностях; на конце всасывающей трубы следует предусматривать приемную сетку с клапаном для защиты насоса от загрязнений жидкости и сохранения столба жидкости. Отсутствие приемной сетки часто приводит к неисправностям.

Направление вращения указывают стрелкой на подшипниках насоса. Несоблюдение направления вращения приводит к серьезным повреждениям: в результате прекращения смазки наблюдается сухая работа насоса. Пуск поршневого насоса в сухом состоянии проводить не следует, так как в этом случае происходит недопустимый нагрев, который может привести к повреждению уплотнительных колец поршня и сальников.

Чрезмерный нагрев подшипников можно объяснить недостатком смазки или же малым давлением масла. Эту неисправность можно устранить, правильно отрегулировав давление масла, создаваемое масляным насосом. При правильной эксплуатации подшипники должны быть теплыми.

Если давление масла в подшипнике падает, это может быть вызвано большими зазорами в подшипнике. Устраняют эту неисправность регулированием подшипника или же установкой прокладок соответствующей толщины.

Постукивание подшипников крейцкопфа может быть вызвано слишком большим зазором во втулке. Это повреждение устраняют заменой подшипника крейцкопфа или регулируют его при разъемной конструкции.

Если клапаны работают шумно (резкие, неровные удары), то это может быть следствием плохого крепления клапана, которое необходимо проверить. При необходимости можно заменить расположение под седлами клапанов уплотнительных колец. Разрушенные пружины, также вызывающие шумную работу клапанов, заменяют.

Если плотность сальников недостаточна и подтяжка не дает улучшения, заменяют сальниковую набивку. При повторной на-

бивке сальников обращают внимание на правильную укладку фонарного кольца.

К неравномерной работе, если даже не к полному отказу поршневых насосов, приводит превышение высоты всасывания. Если допустимая высота всасывания превышена, то это может вызвать разрыв сплошности потока или, по меньшей мере, кавитацию и привести к сильному уменьшению мощности. Кроме того, увеличение температуры перекачиваемой жидкости во время эксплуатации существенно снижает максимально достижимую высоту всасывания. Если наблюдается обратный ход потока, то в первую очередь следует проверить клапаны. Часто случается, что клапаны заклинивает или их нормальной работе мешает оседание загрязняющих веществ. В этом случае прежде всего нужно проверить уплотнительную поверхность клапана, а при необходимости притереть ее. Кроме того, возможно появление канавок на рабочих втулках цилиндра при дисковых поршнях; тогда следует заменить втулки и поршневые кольца, что не исключает также дополнительного шлифования и растачивания.

5.5. НЕИСПРАВНОСТИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ И ИХ УСТРАНЕНИЕ

К разрушению насоса может привести перегрузка, так как несущая способность деталей рассчитана на определенное максимальное давление. Неисправности насосов могут быть вызваны использованием их для перекачивания жидкости, на которую они не рассчитаны. Основные неисправности роторных насосов приведены в табл. 5.6.

5.6. Неисправности шестеренных и многовинтовых насосов и их устранение

Неисправность	Причина	Способ устранения
Подача и напор слишком малы	Предохранительный клапан открывается при рабочем давлении, неплотности в седле клапана	Заменить клапан, проверить загрязненность седла клапана и очистить
	Увеличенный зазор между корпусом и рабочим органом или между рабочими органами	Проверить износ корпуса и рабочих органов (при сильном износе детали заменить)
	Непосредственное соединение напорной и всасывающей полостей (эрозия корпуса)	Насос разобрать и осмотреть, изношенные детали заменить или отремонтировать на заводе-изготовителе
	Подсасывание воздуха или неплотности в напорном трубопроводе	Проверить плотность всасывающего и напорного трубопроводов, при необходимости уплотнить
	Неплотности в уплотнении вала	Заменить манжету или сальниковую набивку

		Продолжение
Неисправность	Причина	Способ устранения
Завышена мощность насоса	Пониженная частота вращения	Измерить частоту вращения, проверить напряжение на приводном электродвигателе
	Мала вязкость перекачиваемой жидкости	Улучшить охлаждение перекачиваемой жидкости
	Конечное давление значительно выше, чем по показаниям	Протарировать или заменить манометр, проверить трубопровод
	Увеличена вязкость перекачиваемой жидкости	Повысить (учитывая максимально допустимую) температуру перекачиваемой жидкости
Сильная вибрация	Неправильное показание манометра	Протарировать или заменить манометр
	Дефекты в изготовлении приводного двигателя	Проверить двигатель и его мощность
	Действительное давление нагнетания значительно превышает манометрическое	Протарировать или заменить манометр, уменьшить давление
	Вязкость перекачиваемой жидкости значительно выше номинальной	Повысить (учитывая максимально допустимую) температуру перекачиваемой жидкости, установить более мощный двигатель
Неспокойная работа насоса	Биеение (разбег) роторов в корпусе	Насос разобрать и проверить, поврежденные детали заменить
	Дефекты изготовления фундамента	Фундамент изменить, при необходимости изолировать фундамент пробковыми или фетровыми прокладками
	Колебания трубопроводов	Тщательно закрепить трубопроводы
	Попадание воздуха в насос	Проверить плотность трубопроводов
	Ненадежная установка насоса на фундаменте	Затянуть фундаментные болты
	Сильный износ вращающихся деталей и подшипников	Разобрать насос, проверить вращающиеся детали и подшипники, при необходимости заменить

Шестеренные и многвинтовые насосы можно эксплуатировать с самосмазывающими и несамосмазывающими жидкостями без твердых примесей. При перекачивании жидкости с твердыми включениями предпочтительнее одновинтовые насосы.

Грубые примеси в перекачиваемой жидкости могут привести к заклиниванию шестеренных, многвинтовых насосов, поэтому во всасывающем трубопроводе устанавливают фильтр или сетку. Заклинивание может произойти не только в результате загрязнения, но и в результате затвердевания находящейся в корпусе насоса перекачиваемой жидкости. Перекачиваемая жидкость, склонная к образованию кристаллов, также может вызвать заклинивание насоса.

В этих случаях камеру насоса необходимо основательно про-

мыть, прекратив на время подачу. Если во всасывающем и напорном трубопроводах есть запирающие устройства, то они должны быть закрыты только при разборке насоса. Чтобы предохранить насос от повреждений, необходимо постоянно держать открытыми запирающие устройства во время эксплуатации.

Неисправности одновинтовых насосов и способы их устранения приведены в табл. 5.7.

5.7. Неисправности одновинтовых насосов и способы их устранения

Неисправность	Причина	Способ устранения
Снижение подачи и давления	Неплотности во всасывающем трубопроводе	Проверить и уплотнить всасывающий трубопровод
	Низкая частота вращения	Изменить частоту вращения, проверить напряжение на приводном электродвигателе
	Высота всасывания выше допустимой	Уменьшить геометрическую высоту всасывания, проверить и очистить всасывающий трубопровод
Насос не подает жидкост	Слишком большая пьезометрическая высота	Уменьшить противодавление или высоту полного давления
	Неплотности в сальниках	Поджать или перенабить сальники
	Конечное давление значительно выше, чем по показаниям манометра	Протарировать или заменить манометр
	Слишком высокая вязкость перекачиваемой среды	Повысить (учитывая максимально допустимую) температуру перекачиваемой жидкости
	Насос не работает	Всасывающая полость не заполнена, недостаточная мощность привода двигателя
	Гильза корпуса вращается с ротором	Открыть крышку всасывания, вставить предохранительную призматическую шпонку
	Разрушен передний или задний шарнирный штифт	Заменить шарнирный штифт
	Разрушена проушина шарнира	Заменить шарнир
	Примеси в перекачиваемой жидкости перед всасывающим трубопроводом	Очистить трубопровод
	Примеси в перекачиваемой жидкости перед подающим винтом	Вынуть винт и очистить
Нагрев подшипников	Абразивные и агрессивные примеси	Испытать качество гуммирования на стойкость в перекачиваемой жидкости
	Неплотности в уплотнении	Заменить манжету
Сильная вибрация	Сухое трение в подшипнике	Заменить подшипник, прочистить, собрать с новой смазкой
	Дефекты изготовления фундамента	Укрепить фундамент, при необходимости изолировать
	Колебания трубопроводов	Тщательно закрепить трубопроводы
	Ненадежная установка насоса на фундаменте	Затянуть фундаментные болты

Роторные насосы в большинстве случаев имеют предохранительные клапаны для предотвращения недопустимого повышения давления в напорном трубопроводе. При установке насосов без предохранительного клапана рекомендуют предусмотреть такой предохранительный клапан в напорном трубопроводе. Отвод перекачиваемой жидкости через предохранительный клапан должен происходить по возможности во всасывающий резервуар. При отводе жидкости в насос необходимо учитывать возникновение недопустимого нагрева, который может вызвать заклинивание ротора насоса.

5.6. НЕИСПРАВНОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ И ИХ УСТРАНЕНИЕ

Основные неисправности лопастных насосов во время эксплуатации приведены в табл. 5.8.

5.8. Неисправности лопастных насосов и их устранение

Неисправность	Причина	Способ устранения
При пуске насос не подает жидкости	Неправильная заливка насоса	Повторить заливку, обратив внимание на тщательное удаление воздуха
	Малая частота вращения	Повысить частоту вращения
	Вентиль для выпуска воздуха открыт, и воздух может проникать в насос	Закрыть вентиль
	Неплотности в приемном клапане или он засорен	Проверить клапан, при необходимости очистить
Насос не обеспечивает требуемой подачи	Неплотности в сальнике	Поджать сальник или заменить набивку
	Малая частота вращения	Повысить частоту вращения
	Обратное вращение вала насоса	Проверить направление вращения, при электроприводе поменять полюса
	Завышено сопротивление системы	Повысить частоту вращения; если при электроприводе это невозможно, необходимо установить колесо большего размера или добавить ступень в насосе
	Засорение всасывающего трубопровода	Проверить и очистить всасывающий трубопровод и приемный клапан, при необходимости разобрать насос и прочистить рабочее колесо
	Недостаточная заливка или наличие воздуха в насосе или трубопроводах	Насос и всасывающий трубопровод заполнить заново, тщательно удалить воздух
	Мал подпор	Проверить уровень в приемном резервуаре, при необходимости повысить давление в последнем
	Завышена высота всасывания	Проверить уровень жидкости в приемном резервуаре и открытие приемного клапана, прочистить защит-

Неисправность	Причина	Способ устранения
	Подсасывание воздуха через сальник	Подтянуть сальник или сменить их набивку, повысить давление запирающей жидкости
	Износ проточной части	Разобрать насос и заменить изношенные детали
Завышена потребляемая мощность	Сопротивление системы меньше, чем предусмотрено в ТУ на изготовление	Задвижки на напорном трубопроводе прикрыть до достижения величины давления насоса, оговоренной в ТУ
	Насос перекачивает жидкость, плотность которой выше, чем оговорено в ТУ	Установить более мощный двигатель или изменить соответствующим образом параметры
Завышено давление на выходе насоса	Завышена частота вращения	Уменьшить частоту вращения, при невозможности произвести подрезку рабочего колеса или уменьшить число ступеней
	Завышена плотность жидкости	Если плотность уменьшить нельзя, то произвести подрезку рабочего колеса или уменьшить число ступеней
	Подпор на входе больше требуемого	Проверить и восстановить требуемый подпор; если это невозможно, подрезать рабочее колесо или уменьшить число ступеней
Насос прекращает подачу	Неплотности всасывающего трубопровода или сальника вследствие попадания воздуха в насос приводят к разрыву сплошности потока	Проверить и опрессовать трубопровод, подтянуть или заменить сальники, проверить давление и подвод запирающей жидкости
	Падение уровня воды в приемном резервуаре	Остановить насос и дождаться подъема уровня
	Засорены всасывающий трубопровод и приемный клапан	
Неплотности в насосе	Неправильная затяжка стяжных шпилек	Остановить насос, в холодном состоянии произвести равномерную затяжку шпилек
	Повреждены уплотнения	Если затяжка не помогает, то установить новые уплотнения
Неплотности в сальнике	Износилась набивка, неправильно произведена набивка сальника	Сменить набивку сальника, учитывая требования чертежа, в торцовых уплотнениях проверить уплотняющие поверхности, при необходимости заменить
	Защитная втулка имеет риски из-за чрезмерной затяжки сальника или естественного износа	Прошлифовать или заменить втулку, сменить набивку сальника
	Биеение вала под сальником	Проверить подшипники, при необходимости заменить, проверить биеение вала при зажатых рабочих колесах

Неисправность	Причина	Продолжение
		Способ устранения
Чрезмерный нагрев подшипника	Плохое центрирование агрегата	Провести подцентровку
	Усилия от трубопроводов передаются на насос	Изменить крепление трубопроводов, обеспечив подсоединение их к насосу без подтягивания, проверить центровку агрегата
	Нет нужного сцепления с фундаментом	Проверить сцепление (масса на единицу площади опорной поверхности)
	Некачественная смазка	Проверить качество масла, пополнить или заменить смазку, при принудительной смазке проверить подвод и давление смазки
Шум в насосе	Мало консистентной смазки	Пополнить смазку, при необходимости заменить
	Наличие воздуха в насосе	Остановить насос и повторно произвести заливку его
	Слишком большая подача или очень мал напор	Задвижкой отрегулировать режим работы насоса до исчезновения шумов

При выявлении и устранении повреждений необходимо учитывать, что насос следует разбирать лишь тогда, когда другие меры не привели к устранению неисправности.

Ниже рассмотрим основные условия, которые следует соблюдать при повреждениях лопастных насосов.

При неполном заполнении насос не подает жидкости или же подает ее с шумом. Важно обеспечить полное заполнение насоса перед эксплуатацией. В этом случае необходимо открыть находящиеся на корпусе насоса воздуховыпускные устройства. Затем заполнить жидкостью насос и всасывающую трубку до тех пор, пока из них полностью не будет удален воздух.

Засорение всасывающего трубопровода, защитной сетки или рабочего колеса приводит к уменьшению напора. В некоторых случаях это может быть причиной разрыва сплошности потока на стороне всасывания насоса.

Закупоривание рабочего колеса можно предотвратить установкой во всасывающем трубопроводе защитных сеток, решеток и грубых фильтров.

Если при использовании насоса, несмотря на правильное его заполнение, гарантированная подача не достигается, то возможно, что не совпадает общая высота напора с параметрами насоса. Это можно проверить с помощью манометра или вакуумметра, установленных на всасывающем и напорном патрубках. Если по показаниям приборов преодолеваемая высота напора больше, чем напор насоса, то увеличивают частоту вращения вала или устанавливают более крупное рабочее колесо (см. главу 1). Если преодолеваемая высота напора меньше, то по характеристике

лопастных насосов увеличиваются подача и мощность на валу насоса. Именно в этом случае возникает опасность перегрузки двигателя.

Источник этого несоответствия можно устранить, уменьшив режим работы с помощью задвижки на напорном трубопроводе.

Особое внимание обращают на соответствие направления вращения вала насоса заданному. Неправильное направление вращения приводит к неисправности насоса в результате ослабления затяжки рабочего колеса или гайки на валу, а это, в свою очередь, вызывает повреждение элементов корпуса насоса. Данное явление приводит также к заклиниванию вала насоса.

Причиной неисправностей насосов при эксплуатации являются неблагоприятные условия на стороне всасывания. Если превысить допустимую вакуумметрическую высоту всасывания или максимальную геометрическую высоту всасывания насоса, это может привести к разрыву сплошности потока или вызвать кавитацию, а также сильное снижение мощности. Поэтому при эксплуатации насоса необходимо следить за тем, чтобы не была превышена допустимая высота всасывания.

Максимальная высота всасывания в значительной мере зависит от температуры перекачиваемой жидкости, от потерь на трение и повороты, а также от скорости во всасывающем трубопроводе.

Увеличение температуры перекачиваемой жидкости при эксплуатации снижает максимальную высоту всасывания, поскольку с повышением температуры увеличивается также давление парообразования в жидкости. Чтобы по возможности сократить потери на трение и повороты во всасывающем трубопроводе, следует применять короткий и широкий всасывающий трубопровод. Засоренная приемная сетка и открывающийся с трудом клапан значительно увеличивают потери энергии.

В связи с тем что потери на трение и скоростной напор зависят от скорости во всасывающем трубопроводе, в лопастных насосах диаметр всасывающего патрубка по сравнению с диаметром напорного, как правило, больше на единицу условного прохода для диаметра. Если нельзя обойтись без длительного всасывающего трубопровода, то необходимо увеличить номинальный внутренний диаметр его по отношению к диаметру всасывающего патрубка. Чтобы избежать образования воздушных мешков в насосе, необходимо выполнять эксцентричный переходник.

Избыточное давление на входе, потери и скоростной напор зависят от изменяющегося противодавления и подачи соответственно характеристике насоса. Гарантийную высоту всасывания указывают лишь для режима работы, приведенного в паспорте насоса.

Если уже на недогрузочных режимах имеет место повышение максимально допустимой высоты всасывания до определенных пределов, то при известных условиях при увеличении подачи допустимая высота будет значительно превышена. Если насос заказывают со слишком большим запасом по напору, то в эксплуатации он будет не очень надежен.

При высоком давлении парообразования или когда оно равно давлению в резервуаре, предусматривают подпор. Подпор должен перекрывать возникающие на пути от приемного резервуара до насоса потери на трение. Минимальную высоту подпора для насосов различных типов определяет в основном изготовитель. Величина подпора зависит как от температуры перекачиваемой жидкости, так и от подачи и частоты вращения, и необходимо ее всегда выдерживать, чтобы гарантировать безупречную работу насоса. Лучше обеспечить необходимый подпор, увеличивая давление в резервуаре путем образования воздушной подушки.

Если нельзя обойтись без прокладки длинных труб, то всасывающий трубопровод укладывают с постоянным уклоном в сторону насоса для предотвращения образования воздушных мешков.

Если это требование неосуществимо, то обеспечивают отсос воздуха в наивысшей точке всасывающего трубопровода. Чтобы нигде не было подсоса воздуха, всасывающая труба в любом случае должна быть герметичной. Конец трубы должен быть погружен в жидкости минимум на 0,8 м, чтобы не допустить возможного подсоса воздуха.

Если перекачиваемая жидкость содержит воздух или газ, то их удаляют с помощью деаэратора или вакуумного насоса.

Напорный трубопровод оснащают запирающей задвижкой, так как лопастные насосы включают и останавливают в основном при закрытой задвижке на напорном трубопроводе. Это запирающее устройство предназначено для регулирования подачи, а также для беспрепятственного отключения насоса от напорной магистрали во время ремонта. При напорах свыше 10—15 м необходимо устанавливать также обратный клапан, который располагают между напорным патрубком и задвижкой на напорном трубопроводе. Этот клапан препятствует обратному току перекачиваемой жидкости при внезапной остановке насоса и тем самым защищает всасывающий трубопровод от недопустимо избыточного давления. При отказе обратного клапана или при его отсутствии возникает опасность обратного вращения вала насоса, что может привести к тяжелым повреждениям: разрушению агрегата при частоте вращения, соответствующей разгону насоса, отсутствию смазки, ослаблению крепления вращающихся и неподвижных деталей.

В связи с этим надо следить за работоспособностью обратного клапана.

Распространенной причиной повреждений лопастных насосов являются плохой уход и обслуживание сальников. Долговечность набивки сальника зависит в основном от плавной работы насосов. Неравномерное вращение или работа вала с биениями вызывают дополнительные нагрузки на сальниковую набивку.

Чрезмерное подтягивание бусы сальника приводит к сухому скольжению и сгоранию сальниковой набивки. Чтобы набивка выполняла свою уплотнительную функцию, она должна быть влажной. Капельная протечка через сальник свидетельствует о его нормальной работе. Долговечность втулки сальника снижается вследствие быстрого износа при сухой набивке и чрезмерной затяжке сальника. При возникновении сильного местного нагрева втулка сальника может разрушиться, если детали ротора и вал изготовлены из материалов, имеющих различные коэффициенты линейного расширения.

На практике часто допускают ошибку, заменяя в сальнике не все уплотнительные кольца. Кольца, оставшиеся в сальниковой набивке, очень сухие и твердые, поскольку снижающие трение компоненты колец полностью выработаны. Изменение формы уплотнительных колец с помощью молотка недопустимо, так как приводит к уменьшению упругости набивки и тем самым снижает ее работоспособность.

При эксплуатации торцовых уплотнений особенно важна спокойная работа вала насоса. Если вал работает неравномерно или с биениями, то на уплотнительных поверхностях появляются следы интенсивного изнашивания, что приводит к преждевременной потере торцовым уплотнением своих уплотнительных свойств.

Некачественное центрирование двигателя и насоса вызывает усиленное изнашивание сальников и подшипников. Лопастные насосы в большинстве случаев соединяют непосредственно с двигателем. Применяемые упругие муфты должны передавать только крутящий момент от привода к насосу, но не компенсировать погрешности монтажа, поэтому необходимо устанавливать валы на одинаковой высоте и обеспечивать соосность.

Подтягивание трубопроводов к насосу, перпендикулярность подсоединения трубопроводов к патрубкам насоса и недостаточность опор трубопроводов при монтаже недопустимы. Вследствие подтягивания трубопроводов к насосу могут произойти поломка фланцев патрубков, задевание рабочих колес по уплотнениям, разрушение муфтового соединения, работа вала с вибрацией, а все это нарушает работу концевых уплотнителей.



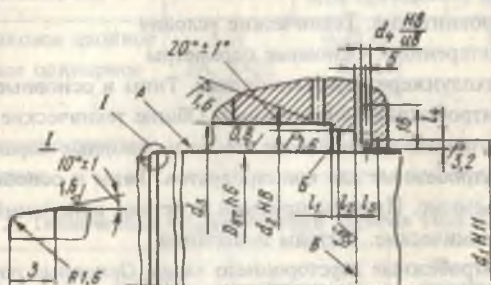
Характер неполадки	Возможная причина	Устранение неполадки
Беспокойная работа агрегата	Охлаждающая рубашка загрязнена	верить, закрыт ли заливной трубопровод Прочистить рубашку
	Чрезмерный износ подшипников	Заменить втулки подшипников
	Наличие посторонних частиц в электродвигателе	Разобрать агрегат и прочистить его
	Недостаточная высота подпора	Увеличить высоту подпора повышением уровня жидкости

Контрольные вопросы и задания. 1. Перечислите способы пуска насоса в эксплуатацию. 2. Назовите мероприятия, проводимые перед пуском насоса в эксплуатацию. 3. Как проверяется правильность направления вращения у насосов с погружным или герметичным электродвигателем? 4. Как производят пуск насосов, устанавливаемых на открытых площадках? 5. Как производят пуск самовсасывающих насосов? 6. Назовите основные требования, предъявляемые к криогенным насосам перед пуском. 7. В чем состоит цель захлаживания криогенного насоса перед пуском? 8. Перечислите операции, выполняемые при захлаживании насоса. 9. Почему нельзя включать насос, не заполненный рабочей средой? 10. Почему перед включением криогенного насоса в работу необходимо проверить давление на всасывании? 11. Почему лопастные насосы с большим удельным числом оборотов включают в работу при открытой напорной задвижке? 12. Почему самовсасывающие центробежные насосы запускаются с открытой напорной задвижкой? 13. Почему нельзя работать длительное время центробежному насосу при закрытой напорной задвижке? 14. Почему нельзя регулировать работу насоса дросселированием на всасывании? 15. Перечислите операции подготовки к пуску поршневого насоса. 16. Почему нельзя запускать насос объемного типа при закрытой напорной задвижке? 17. Перечислите мероприятия по обслуживанию насоса в процессе эксплуатации. 18. Как осуществляется проверка контрольно-измерительной аппаратуры насосного агрегата? 19. Проверка надежности работы различных типов сальниковых и уплотнительных устройств, подшипников. 20. Мероприятия, проводимые перед остановкой насосного агрегата. 21. Сроки эксплуатации сальниковой набивки, консистентной и жидкой смазки подшипников. 22. Условие возникновения электрохимической коррозии в насосе. 23. Что такое водородный показатель рабочей среды в насосе? 24. Разновидности трения в насосах и их влияние на износ деталей. 25. Влияние шероховатости на интенсивность износа в насосе. 26. Детали поршневого насоса, подверженные максимальному износу. 27. Детали лопастных насосов, подверженные максимальному износу. 28. Основные неисправности насосов возвратно-поступательного действия и их устранение. 29. Основные неисправности роторных насосов и их устранение. 30. С какой целью устанавливается предохранительный клапан в насосах объемного типа? 31. Основные неисправности в лопастных насосах и их устранение. 32. Как влияет содержание воздуха или газа на работу насоса? 33. Влияние центрирования насоса и двигателя на работу насосного агрегата. 34. Каковы особенности эксплуатации криогенных насосов?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Камера для установки торцовых уплотнений (см. рисунок). Несоосность поверхности *A* относительно поверхности *B* не более 0,08 мм; некруглость поверхности *A* не более 0,025 мм; торцовое биение поверхности *B* относительно оси поверхности *B* не более 0,05 мм.



Размеры камеры, мм

$D_{\text{ш}}$	d_1	d_2	d_3	d_4	l_1	h	b	l_4
20	29	35	36	3	2	5	9	4
22	31	37	38	3	2	5	9	4
25	34	40	41	3	2	5	9	4
28	37	43	44	3	2	5	9	4
30	39	45	46	3	2	5	9	4
33	42	48	49	3	2	5	9	4
35	44	50	51	3	2	5	9	4
40	52	58	60	4	2	6	9	4,5
45	57	63	65	4	2	6	9	4,5
48	58	66	68	4	2	6	9	4,5
50	62	70	70	4	2,5	6	9	4,5
55	67	75	75	4	2,5	6	9	4,5
70	84	92	95	4	2,5	7	9	6
80	95	105	109	4	3	7	9	6
90	105	115	119	4	3	7	9	6
110	125	135	139	5	3	7	9	6
130	145	155	159	5	3	7	9	6

Приложение 2

Список ГОСТов, применяемых в насосостроении

Номер ГОСТа	Обозначение
20791	Электронасосы центробежные герметичные. Технические условия
27854	Насосы динамические. Ряды основных параметров
12052	Насосы поршневые и плунжерные. Основные параметры и размеры
25663	Насосы вакуумные механические. Методы испытаний
26099	Насосы вакуумные поршневые. Типы и основные параметры
9366	Насосы осевые. Общие технические условия
10392	Насосы вихревые и центробежно-вихревые. Типы и основные параметры
11379	Насосы динамические. Общие технические условия
10407	Насосы центробежные многоступенчатые секционные. Общие технические условия
18863	Насосы одновинтовые. Технические условия
19027	Насосы шестеренные. Основные параметры
19028	Насосы трехплунжерные кривошипные. Типы и основные параметры
19740	Насосы центробежные вертикальные. Общие технические условия
20883	Насосы и агрегаты трехвинтовые. Типы и основные параметры
23799	Насосы центробежные для криопродуктов. Типы и основные параметры
17335	Насосы объемные. Правила приемки и методы испытаний
6134	Насосы динамические. Методы испытаний
10272	Насосы центробежные двустороннего входа. Основные параметры
20572	Насосы и агрегаты двухвинтовые. Типы и основные параметры
10168	Центробежные химические насосы из титана
24578	Центробежные химические насосы из неметаллических материалов
10168	Центробежные химические насосы унифицированного ряда с проточной частью из металла
10392	Вихревые насосы типа ВК

Приложение 3

Технические данные о насосах унифицированного ряда, выпускаемых в соответствии с международным стандартом ISO 2858.

Центробежные химические насосы из неметаллических материалов типа Х, АХ, ХП. Центробежные химические насосы из неметаллических материалов типа Х, АХ и ХП серийного изготовления по ГОСТ 10168 — одноступенчатые, с приводом от электродвигателя через упругую муфту; применяются в химической, нефтехимической, холодильной и других отраслях промышленности; их изготавливают в различных исполнениях по материалу проточной части, типу узла уплотнения вала, мощности и исполнению комплектовочного двигателя. Исполнение насоса по узлу уплотнения определяется свойствами перекачиваемой жидкости, давлением жидкости на входе в насос, условиями установки насоса и технико-экономическими показателями вида уплотнения.

Условное обозначение насосов по ГОСТ 10168 1—2—3—4—5—6—7—8:

1 — тип насоса (Х, АХ, ХП); 2 — подача, м³/ч; 3 — напор, м; 4 — обозначение обточка рабочего колеса; 5 — исполнение по материалу проточной части (П —

пластмасса; Р — резиновое покрытие металла; Г — углеграфит); 6 — исполнение по типу уплотнения (СД — двойное сальниковое; 3А, Т113, Т422; О — одинарное торцовое; М — манжетное); 7 — климатическое исполнение и категория размещения; 8 — технические условия, по которым поставляется насосный агрегат.

Насосы типа Х унифицированного ряда предназначены для перекачивания химически активных жидкостей температурой от 273 до 343 К, в том числе для растворов соляной, серной и других кислот и щелочей плотностью до 1850 кг/м³, содержащих твердые включения размером до 0,2 мм с объемной концентрацией частиц до 0,1 %. Детали насосов, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, изготовлены из пластмассы.

В группу гуммированных насосов, предназначенных для перекачивания химически активных жидкостей температурой от 273 до 353 К (в том числе для перекачивания суспензий двуокиси титана в соляной или серной кислоте), входят типоразмеры Х и АХ.

1. Уплотнения для насосов Х, АХ, ХП

Тип насоса	Вид уплотнения		Избыточное давление на входе в насос, МПа (кгс/см ²)	Утечки, л/ч	
	наименование	обозначение		внутри насоса	наружу
Х	Сальниковое двойное	СД	0,35 (3,5)	3...15	2...5
	Торцовое одинарное	3А, Т422	0,3 (3)	—	0,03
		Т113	0,8 (8)	—	0,03
		О	0,2 (2)	—	0,03
АХ	Сальниковое двойное	СД	0,35 (3,5)	3...15	2...5
ХП	Манжетное	М	—	—	—

2. Технические характеристики насосов типа Х и АХ

Марка насоса	Поддача, м ³ /ч (л/с)	Напор, м	Частота вращения, с (об/мин)	Кавитационный запас, м
Х40-32-125-П	6,3 (1,75)	20	48,3 (2900)	3,5
Х65150-125-П	25 (6,95)	20	48,3 (2900)	4,5
Х80-65-160-П	50 (13,9)	32	48,3 (2900)	5
Х20-31-П-3А	20 (5,55)	31	48,3 (2900)	5,5
ХП8/18д-П-М	14 (3,9)	24	48,3 (2900)	4,5
ХП8/18а-П-М	8 (2,2)	15	48,3 (2900)	4,5
ХП8/18д-П-М-п	7 (1,95)	6	24,2 (1450)	2
Х2/30-Р-СД(3А)	2 (0,55)	30	48,3 (2900)	3,5
Х20/31-Р-СД(3А)	20 (5,5)	31	48,3 (2900)	4,5
Х45/31-Р-СД(3А)	45 (12,5)	31	48,3 (2900)	5
Х160/29д-Р-СД(3А)	160 (44,4)	37	24,2 (1450)	5,5
АХ45/31-Р	45 (12,5)	31	24,2 (1450)	4
АХ45/486-Р	45 (12,5)	29	19,2 (1150)	4
Х45/21-Г-О	45 (12,5)	21	48,3 (2900)	6
Х45/31-Г-О	45 (12,5)	31	48,3 (2900)	6
Х45/54-Г-О	45 (12,5)	54	48,3 (2900)	5,5
Х90/33-Г-О	90 (25)	33	48,3 (2900)	6,5

Продолжение табл. 2

Марка насоса	Мощность насоса ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$), кВт	КПД насоса, %	Масса, кг		Завод-изготовитель
			насоса	агрегата	
X40-32-125-П	0,85	40	38	121	Екатеринбургский насосный
X65150-125-П	2,19	62	40	136	То же
X80-65-160-П	6,6	66	43	292	»
X20-31-П-3А	3,5	48	68,3	176	»
ХП8/18д-П-М	1,85	50	14	51	»
ХП8/18а-П-М	0,75	40	14	51	»
ХП8/18д-П-М-п	0,23	47	14	32,3	»
X2/30-Р-СД(3А)	0,9	18	65	136	»
X20/31-Р-СД(3А)	3,4	50	124	224	»
X45/31-Р-СД(3А)	7,2	52	124	261	»
X160/29д-Р-СД(3А)	25,2	63	279	740	»
АХ45/31-Р	7,2	51	288	573	»
АХ45/486-Р	8,2	43	310	612	»
X45/21-Г-О	4,1	63	103	282	»
X45/31-Г-О	6	64	103	323	Новочеркасский электроудный
X45/54-Г-О	12,8	52	168	512	То же
X90/33-Г-О	14,8	55	166	510	»

3. Материалы основных деталей насосов типа X, АХ, ХП

Деталь	X45/21-Г-О, X45/31-Г-О	X45/54-Г-О, X45/33-Г-О
Корпус, крышка корпуса, рабочее колесо, грундбукса, специальный болт	Графитопласт АТМ-1	Углеволокнит марки «Эпан»
Вал	Сталь 45Х	
Кронштейн	Чугун СЧ 20	
Деталь	АХ45/31-Р, АХ45/486-Р	X2d31-Р, X45/31-Р, X160/29д-Р
Корпус, крышка всасывания, корпус сальника	Чугун СЧ 20, резина 51-1632	Чугун СЧ 20, резина 51-1632
Рабочее колесо	Ст. 3, резина 51-1632	Ст. 3, резина 51-1632
Кронштейн	Чугун СЧ 20	Чугун СЧ 20
Вал, защитная втулка	Сталь 06ХН28МДТ	Вал — Сталь 35, втулка — ХН54МДСЛ
Деталь	ХП8/18-П-М, ХП8/18д-П-М, ХП8/18д-П-М-п	X40-32-125-П, X65-50-125-П, X80-65-160-П
Корпус насоса, корпус подшипника, рабочее колесо, фонарь	Полипропилен	Стеклонаполненный полипропилен
Вал, защитная втулка, корпус манжеты	Сплав ВТ1-0	Сталь 606ХН28МДТ
Стакан подшипника	Ст. 3	—
Проставок, опорный кронштейн	Чугун СЧ 15	Чугун СЧ 15
Вкладыш	Композиция ФЧ К20	—

Центробежные химические насосы из титана. Центробежные химические насосы из титана по ГОСТ 10168 применяют в химической, нефтехимической, газовой, холодильной и других отраслях промышленности для перекачивания различных особо агрессивных жидкостей температурой от -40 до $+80$ °С, плотностью до 1800 кг/м^3 , содержащих до 0,2 мас.% твердых включений размером частиц не более 0,2 мм. Давление на входе в насос до 5 кг/см^2 . Насосы из титана выпускают на подачи $4,5 \dots 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ с напорами $9 \dots 15 \text{ м}$.

Типоразмер насоса выбирают по максимально необходимой подаче и сопротивлению системы, в которую устанавливают насос при этой подаче.

Пример условного обозначения марки насоса 3Х-6Т-2Г: 3 — диаметр всасывающего патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз; Х — химический; 6 — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; Т — титан; 2Г — двойное торцовое уплотнение.

В комплект поставки входят насос в сборе с электродвигателем, фундаментной плитой или рамой, запасные части.

4. Технические характеристики центробежных насосов из титана

Насос	Подача, $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор, м	Диаметр рабочего колеса, мм	Кавитационный запас, м	КПД насоса, %
1,5Х-6Т-1(2В,5)	8	18	124	4	36
		15	112		35
		11	102		34
2Х-9Т-1(2В,5)	20	18	126	4,5	45
		14	115		46
		10	103		43
2Х-6Т-1(2В,2Д,5)	20	31	165	4,5	42
		25	145		41
		20	125		42
3Х-9Т-1(2В,2Д,5)	45	31	168	5	53
		25	155		54
		20	145		48
3Х-6Т-1(2Г,3Б)	45	54	208	5	69
		44	187		67
		32	165		63
4АХ-3Т-1(2Г)	45	54	375	3	43
		45	345		46
		35	305		49
4Х-12Т-1(2Г)	90	33	181	6	74
		27	165		70
		20	150		66
4Х-06Т-1(2Г)	90	85	250	6	61
		69	225		63
		53	200		65
6Х-9Т-1(2Г)	160	29	325	5	75
		26	305		76
		22	282		77
8Х-12Т-1	280	29	328	6	82
		24	309		78
		18	293		70
8Х-9Т-1(2Г)	280	42	375	6	75
		33	340		73
		24	300		68

Продолжение табл. 4

Насос	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$)	Масса, кг		Завод-изготовитель
			насоса	агрегата	
1,5X-6T-1(2B,5)	2900	1,1 0,95 0,71	62	113	Екатеринбургский насосный
2X-9T-1(2B,5)	2900	2,2 1,7 1,3	62	113	То же
2X-6T-1(2B,2Д,5)	2900	4,2 3,2 2,6	109	242	»
3X-9T-1(2B,2Д,5)	2900	7,1 5,8 5,2	110	264	»
3X-6T-1(2Г,3Б)	2900	9,7 8,2 6,3	80	440	Шелковский насосный
4AX-3T-1(2Г)	1450	15,5 12 8,7	147	632	То же
4X-12T-1(2Г)	2900	11 9,6 7,6	56	425	»
4X-6T-1(2Г)	2900	34 27 20	200	1125	»
6X-9T-1(2Г)	1450	17 15 13	185	842	»
8X-12T-1	1450	27 24 20	173	694	Сумский машиностроительный завод им. Фрунзе
8X-9T-1(2Г)	1450	43 35 27	286	1152	Шелковский насосный

5. Материал основных деталей насосов

Деталь	1,5X-6T	2X-9T	2X-6T	3X-9T	3X-6T	4X-12T	4X-6T
Корпус, всасывающая крышка, рабочее колесо, защитная втулка	Титановый сплав ТЛЗ			Титановый сплав BT1-0			
Вал	Сталь 35			Сплав BT1-0 X17H13M2T			
Опорная стойка	Чугун С4 18-36						

Деталь	6Х-9Т	8Х-12Т	8Х-9Т	8Х-6Т	10Х-9Т	4АХ-3Т
Корпус, всасывающая крышка, рабочее колесо, защитная втулка	Титановый сплав ВТ1-0					
Вал	Сталь 40Х	Сталь 50	Сталь 45	Сталь 3Х13	Сталь 50	Сталь 3Х13
Опорная стойка	Чугун С4 18-36					

Центробежные химические насосы унифицированного типа Х и АХ (металлические). Насосы разработаны в соответствии с международным стандартом ISO 2858, изготавливаются по ГОСТ 10.168.0, ГОСТ 10.168.1 и применяются в химической, нефтехимической, газовой, холодильной и других отраслях промышленности. Их изготавливают в различных исполнениях по материалу деталей проточной части, типу узла уплотнения вала, диаметру рабочего колеса, мощности и исполнению комплектуемого двигателя.

Условное обозначение насосов: 1 — тип насоса (Х или АХ) и конструктивное исполнение (О — для горячих и кристаллизующихся жидкостей); 2 — исполнение (Е — для взрыво- и пожароопасного производства); 3 — диаметр всасывающего патрубка, мм; 4 — диаметр напорного патрубка, мм; 5 — номинальный диаметр рабочего колеса, мм; 6 — обозначение обточка рабочего колеса (буквы а и б); 7 — исполнение по материалу проточной части; А — углеродистая сталь; Д — чугун; Е — хромомолибденовая сталь; И — хромоникельмолибденоникелевая сталь; Л — кремнистый чугун СЧ 15; М — хромоникелькремнистая сталь; Н — никелевый сплав ХН65МВ; Т — титановый сплав ТЛЗ; 8 — исполнение по типу уплотнения; С — для одинарного сальникового; СД — для двойного сальникового; 5 — для одинарного торцового; 55 — для двойного торцового; 9 — климатическое исполнение и категория размещения; 10 — номер технических условий, по которым поставляется насосный агрегат.

Насосы типа Х унифицированного ряда центробежные, горизонтальные, одноступенчатые, консольные, предназначенные для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей плотностью до 1850 кг/м³, содержащих твердые включения размером до 0,2 мм с объемной концентрацией до 0,1 %. Насосы выпускаются на подачи от 7 до 600 м³/ч, напор от 12 до 125 м, температуру перекачиваемой среды от -40 до 90 °С. Насосы с проточной частью из хромистого чугуна (исполнение Л) нельзя применять при резких изменениях температуры перекачиваемой жидкости (с перепадом не более 30 °С), при ударных и пульсирующих нагрузках. Насосы с проточной частью из хромистого чугуна (исполнение Д) изготавливают только с одинарным мягким сальником и одинарным торцовым уплотнением, а насосы исполнения Л — только с одинарным мягким сальником. Насос состоит из рабочего колеса, корпуса, вала, крышки корпуса, являющейся корпусом сальника и опорного кронштейна. Подвод перекачиваемой жидкости осуществляется по оси насоса, отвод жидкости — вертикально вверх.

6. Технические характеристики насосов типа Х

Насос	Обозначение обточка рабочего колеса	Подача, м ³ /ч (л/ч)	Напор, м	Кавитационный запас, м	Мощность насоса ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$), кВт	КПД, %	Масса насоса, кг	Завод-изготовитель
Х50-32-125-Д	—	12,5 (3,47)	20	3,5	1,4	50	42	Китайский насосный
Х50-32-125К	а	12,5 (3,47)	16	3,5	1,25	55	39	ПО «Уралгидромаш»
(Е, И)	б	12,5 (3,47)	16,5		1,0			

Продолжение табл. 6

Насос	Обозначение оточки рабочего колеса	Подача, м ³ /ч (л/с)	Напор, м	Кавитационный запас, м	Мощность насоса ($\rho = 1000$ кг/м ³), кВт	КПД, %	Масса насоса, кг	Завод-изготовитель
Х50-32-125Т	—	12,5	12,5		0,77			ПО «Урал-гидромаш» То же
	—	12,5	20					
	а	12,5	16,5	3,5	1,25	55	35	
	б	(3,47)	12,5		1,0			
Х50-32-125Л	—	12,5	20	4	0,77			»
		(3,47)			1,25	55	39	
Х(О)50-32-250дА (К,Е,И)	—	12,5	88	3,5	10,4	27	100	Целиноградский насосный
	—	(3,47)	80		9,4			
Х(О)50-32-250А (К,Е,И)	а	—	65		7,4	29	—	То же
	б	—	50		5,5			
Х65-50-125-Д	—	25	20	4	2,2	62	62	Китайский насосный
	а	(6,95)	17		1,85			
Х65-50-125-К (Е,И)	—	25	20	4	2,2	62	41	ПО «Урал-гидромаш»
	а	(6,95)	17		1,85			
	б		12,5		1,35			
Х65-50-125-Т	—	25	20	4	2,2	62	37	То же
	а	(6,95)	17		1,85			
	б		12,5		1,35			
Х65-50-125-Л	—	25	20	4	2,2	62	41	»
		(6,95)						
Х65-50-160-Т	—	25	32	4	3,8	60	52	»
	а	(6,95)	25,5		3			
	б		20		2,5			
Х65-50-160-Л	—	25	32	4,5	3,8	60	56	»
		(6,95)						
Х80-50-160-Д	—	50	32	4,5	7,0	62	75	Китайский насосный
	а	(13,9)	25		5,5			
Х80-50-200-Д	—	50	50	4,5	10,6	64	85	То же
	а	(13,9)	38		8,0			
	—	50	50	4,5	10,6	64	73	
Х(О)80-50-200-А (К,Е,И,М)	а	(13,9)	38		8,0			»
	—	50	80	4,5	17,1	64	120	
Х80-50-250-К (Е,И,М)	а	(13,9)	65		14			»
	—	100	32	5	12,5	70	100	
Х100-80-160-Д	а	(27,8)	25		9,8			»
	—	100	32	5	12,5	70	90	
Х(О)100-80-160-К (Е,И)	а	(27,8)	25		9,8			»
	—	100	50	5	19,0	72	90	
Х100-65-200-К (Е,И)	а	(27,8)	38		15,5			»
	—	100	80	5	33	67	100	
Х100-65-250-К (Е,И,М)	а	(27,8)	66		25			»
	—	100	125	5	62	55	180	
Х100-65-315-К (Е,И)	а	(27,8)	104		51			»

Насос	Обозначение обточ-ки рабо-чего колеса	Пода-ча, м ³ /ч (л/ч)	На-пор, м	Кави-таци-он-ный запас, м	Мощность насоса ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$), кВт	КПД, %	Мас-са на-со-са, кг	Завод- изгото- витель
X150-125-315-Д	—	200 (55,6)	32	25	24	73	200	Китайский насосный завод То же
X150-125-315-К (Е,И)	а	200 (15,6)	32	25	18	73	185	
	а	200 (15,6)	32	25	18	73	185	

Примечание. Частота вращения насосов X150-125-315-Д и X150-125-315-К (Е,И) составляет 24 с^{-1} (1450 об/мин), для остальных — 48 с^{-1} (2900 об/мин).

7. Материал основных деталей насосов типа X

Деталь	Материал			
Корпус насоса, крышка корпуса, рабочее колесо	Сталь 25Л-II	Хромистый чугун ЧХ 28	Сталь 12Х18Н9ТЛ	Сталь 12Х18Н12М3Т
Защитная втулка	Сталь 45	Сталь 10Х17Н13М2Т	Сталь 12Х18Н9Т	Сталь 10Х17Н13М2Т
Вал	Сталь 25	Сталь 12Х18Н9Т	Сталь 12Х18Н9Т	Сталь 10Х17Н13М2Т
Кронштейн	Чугун СЧ 20 или СЧ 15			

Деталь	Материал			
Корпус насоса, крышка корпуса, рабочее колесо	Сталь 07Х1Н25МДТЛ	Сталь 15Х18Н12С4ТКЛ	Титановый сплав ТЛЗ	Кремнистый чугун ЧС 15
Защитная втулка	Сталь 06ХН28МДТ	Сталь 15Х18Н12С4ТЮ	Титановый сплав ВТ1-10	Сталь 07ХН25МДТ
Вал	Сталь 06ХН28МДТ	Сталь 15Х18Н12С4ТЮ	Титановый сплав ВП-10	Сталь 06ХН28МДТ
Кронштейн	Чугун СЧ 20 или СЧ 15			

Приложение

Теплофизические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, 1/\text{К}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$
0	1,013	999,9	0	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,6	756,4
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9

Продолжение

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\eta, \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{1/К}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$	Pr
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,1	251,1	4,179	65,9	16,0	469,0	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	355,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75

Поверхностное натяжение, вязкость, теплопроводность, температуропроводность, плотность, теплоемкость криогенных веществ (жидкость)

$T, \text{К}$	$\sigma \cdot 10^3, \text{Н/м}$	$\nu \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$
<i>Кислород (O₂)</i>						
90	13,2	16,55	147	7,98	1137	1,625
85	14,5	18,64	154	8,26	1160	1,607
80	15,7	24,44	161	8,56	1183	1,589
75	17,0	25,21	169	8,93	1205	1,570
70	18,3	25,98	176	9,26	1226	1,550
65	19,4	26,75	184	9,84	1246	1,500
<i>Неон</i>						
28	4,45	9,80	112	4,51	1188,5	2,09
26	5,25	11,75	115	4,81	1223,7	1,97
24	5,9	14,28	119	4,91	1256,3	1,98
<i>Водород (H₂)</i>						
23	1,69	15,59	124	15,46	67,34	11,91
22	1,85	16,32	122	16,08	68,61	11,06
20	2,25	18,47	118	17,46	70,92	9,53
18	2,60	21,37	114	18,95	72,99	8,24
16	2,95	25,54	109	19,69	74,79	7,40
14,6	3,20	29,36	106	19,89	77,12	6,91
<i>Гелий-4</i>						
4,2	0,09		27,1	4,84	125	4,48
4,0	0,12	2,88	26,2	5,09	129	3,99
3,5	0,17	2,71	23,8	4,83	136	3,62
3,0	0,22	2,67	21,4	6,13	141	2,49
2,5	0,27	2,49	19,0	5,62	145	2,33

Продолжение

T, K	$\alpha \cdot 10^3, H/m$	$\nu \cdot 10^8, m^2/c$	$\lambda \cdot 10^3, Вт/(м \cdot K)$	$\alpha \cdot 10^8, m^2/c$	$\rho, кг/м^3$	$c_p, кДж/(кг \cdot K)$
Азот (N_2)						
120	0,65	7,51	63,2	3,06	529	3,90
115	1,79	7,93	70,7	3,96	583	3,063
110	2,22	8,81	78,3	4,87	626	2,566
105	3,11	9,68	86,4	5,64	661	2,319
100	4,06	10,32	95,2	6,33	691	2,176
95	5,06	11,56	104,1	6,94	719	2,086
90	6,10	12,50	113,0	7,47	746	2,028
85	7,16	14,41	125,5	8,18	771	1,989
80	8,28	17,18	138,0	8,84	795	1,964
75	9,41	20,53	150,5	9,46	817	1,948
70	10,56	25,21	163,0	10,05	838	1,935
Аргон (Ar)						
140	1,28	6,85	61,2	3,49	942	1,85
135	2,10	7,08	67,3	4,18	1007	1,60
130	2,99	7,61	73,4	4,45	1064	1,55
125	3,94	8,05	81,0	5,01	1114	1,45
120	4,95	8,96	86,5	5,74	1160	1,30
115	6,01	9,83	91,4	5,88	1195	1,30
110	7,10	10,94	96,2	6,46	1240	1,20
105	8,24	12,18	102,6	6,71	1275	1,20
100	9,42	13,56	109,0	7,56	1310	1,10
95	10,63	15,23	115,0	7,78	1343	1,10
90	11,68	17,35	121,0	8,79	1376	1,00
85	13,20	19,89	127,0	9,03	1407	1,00

Теплофизические свойства насыщенной жидкости R717 (аммиака)

$t, ^\circ C$	$p, кПа$	$\rho, кг/м^3$	$c_p, кДж/(кг \cdot K)$	$\lambda, Вт/(м \cdot K)$	$\alpha \cdot 10^6, м^2/с$	$\mu \cdot 10^5, Па \cdot с$	$\nu \cdot 10^6, м^2/с$	$\sigma \cdot 10^2, Н/м$	Pr
-50	0,04082	702,2	4,404	0,585	0,189	31,5	0,449	4,81	2,37
-40	0,07169	690,2	4,434	0,570	0,186	27,6	0,400	4,48	2,15
-30	0,1194	677,9	4,468	0,554	0,183	24,3	0,358	4,16	1,96
-20	0,1901	665,1	4,506	0,538	0,180	21,6	0,325	3,84	1,81
-10	0,2908	652,0	4,549	0,522	0,176	19,4	0,298	3,53	1,69
0	0,4296	638,5	4,599	0,506	0,172	17,5	0,274	3,23	1,59
10	0,6153	624,6	4,659	0,490	0,168	15,9	0,255	2,93	1,51
20	0,8578	610,2	4,731	0,472	0,164	14,5	0,238	2,64	1,45
30	1,1675	595,1	4,821	0,455	0,159	13,2	0,223	2,34	1,40
40	1,5556	579,4	4,931	0,436	0,153	12,1	0,209	2,06	1,37

Продолжение

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\sigma \cdot 10^2, \text{Н/м}$	Pr
50	2,0337	562,8	5,070	0,417	0,146	11,0	0,195	1,77	1,34
60	2,6147	545,2	5,246	0,398	0,139	10,0	0,183	1,49	1,32
70	3,3117	526,3	5,475	0,377	0,131	9,1	0,173	1,22	1,32

Теплофизические свойства сухого насыщенного пара R717 (аммиака)

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$r, \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda \cdot 10^4, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	0,04082	0,3804	1416,8	2,118	170	21,1	0,785	20,636	0,98
-40	0,07169	0,6439	1388,9	2,184	180	12,8	0,807	12,533	0,98
-30	0,1194	1,038	1359,6	2,267	191	8,12	0,830	7,996	0,98
-20	0,1901	1,605	1328,7	2,368	203	5,34	0,854	5,321	1,00
-10	0,2908	2,393	1296,1	2,486	217	3,65	0,880	3,677	1,01
0	0,4296	3,460	1261,5	2,624	233	2,57	0,907	2,621	1,02
10	0,6153	4,872	1224,8	2,783	250	1,84	0,936	1,921	1,04
20	0,8578	6,706	1185,8	2,966	269	1,35	0,968	1,443	1,07
30	1,1675	9,054	1144,0	3,177	291	1,01	1,000	1,104	1,09
40	1,5556	12,029	1099,1	3,424	315	0,765	1,035	0,860	1,13
50	2,0337	15,770	1050,5	3,719	343	0,585	1,072	0,680	1,16
60	2,6147	20,46	997,6	4,081	375	0,449	1,114	0,544	1,21
70	3,3117	26,36	939,4	4,545	411	0,343	1,160	0,440	1,28

Теплофизические свойства водоаммиачного раствора на линии насыщения

ξ	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\beta \cdot 10^4, \text{1/K}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$r \cdot 10^{-3}, \text{кДж/кг}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\rho', \text{кг/м}^3$	$\rho'', \text{кг/м}^3$	$\sigma \cdot 10^2, \text{Н/м}$	$\mu \cdot 10^4, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^7, \text{м}^2/\text{с}$	$\alpha \cdot 10^7, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0,20	4,90	6,97	4,274	2,431	56,49	873,2	2,88	4,88	3,53	4,04	1,52	2,66
0,20	5,89	7,10	4,274	2,417	56,03	864,2	3,34	4,66	2,79	3,22	1,52	2,13
0,20	6,87	7,32	4,274	2,401	55,68	858,7	3,82	4,50	2,64	3,07	1,52	2,02
0,20	7,85	7,56	4,316	2,382	55,33	853,1	4,27	4,38	2,50	2,93	1,50	1,95
0,20	8,83	7,85	4,316	2,352	55,10	849,5	4,74	4,30	2,36	2,78	1,50	1,85
0,20	9,81	8,14	4,316	2,320	54,98	845,9	5,17	4,22	2,19	2,59	1,50	1,73
0,26	4,90	7,69	4,232	2,314	54,40	854,3	2,88	4,68	3,58	4,19	1,50	2,79
0,26	5,89	8,04	4,274	2,307	53,82	848,4	3,38	4,54	3,17	3,74	1,49	2,51
0,26	6,87	8,38	4,274	2,298	53,36	842,1	3,90	4,39	2,99	3,55	1,49	2,38
0,26	7,85	8,72	4,274	2,286	53,01	835,8	4,45	4,26	2,85	3,41	1,49	2,29
0,26	8,83	8,99	4,274	2,268	52,66	829,6	4,94	4,07	2,72	3,28	1,49	2,13
0,26	9,81	9,25	4,274	2,241	52,43	824,8	5,44	4,01	2,61	3,17	1,49	2,13
0,41	5,89	10,09	4,358	1,970	50,46	822,7	3,77	4,54	4,68	5,69	1,41	4,04

Продолжение

ξ'	$p \cdot 10^{-5}$, Па	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	c_p , кДж/(кг·К)	$r \cdot 10^{-3}$, кДж/кг	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	ρ' , кг/м ³	ρ'' , кг/м ³	$\sigma \cdot 10^2$, Н/м	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^7$, м ² /с	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	Pr
0,41	6,87	10,71	4,358	1,957	49,86	816,5	4,32	4,38	4,30	5,27	1,40	3,76
0,41	7,85	11,33	4,400	1,944	49,30	810,2	4,91	4,25	3,95	4,80	1,39	3,51
0,41	8,83	11,65	4,400	1,934	48,72	805,0	5,46	4,13	3,56	4,42	1,38	3,20
0,41	9,81	11,88	4,400	1,926	48,37	799,5	6,01	4,00	3,45	4,32	1,38	3,13
0,41	10,79	12,10	4,400	1,920	48,02	795,1	6,61	3,89	3,28	4,13	1,38	2,99
0,41	11,77	12,31	4,400	1,916	47,68	791,0	7,21	3,81	3,12	3,94	1,37	2,88
0,41	12,75	12,51	4,400	1,913	47,33	786,7	7,82	3,71	2,97	3,73	1,37	2,65
0,41	13,73	12,71	4,400	1,911	47,10	782,5	8,43	3,62	2,84	3,63	1,37	2,65
0,58	4,90	11,73	4,358	1,588	51,50	791,8	3,52	4,48	5,67	7,16	1,48	4,84
0,58	5,89	12,58	4,441	1,554	50,23	784,6	4,16	4,30	4,99	6,36	1,45	4,39
0,58	6,87	13,15	4,441	1,544	49,30	777,7	4,81	4,16	4,62	5,94	1,43	4,15
0,58	7,85	13,49	4,483	1,529	48,49	772,0	5,48	4,00	4,30	5,57	1,41	3,95
0,58	8,83	13,72	4,483	1,517	47,79	776,3	6,09	3,88	4,00	5,21	1,39	3,75
0,58	9,81	13,90	4,483	1,507	47,21	763,2	6,73	3,79	3,75	4,91	1,38	3,56
0,58	10,79	14,02	4,483	1,498	46,52	759,4	7,32	3,71	3,56	4,69	1,37	3,42
0,58	11,77	14,12	4,483	1,490	46,40	756,0	7,98	3,62	3,41	4,51	1,36	3,32
0,58	12,75	14,19	4,525	1,487	45,94	752,7	8,62	3,55	3,21	4,26	1,35	3,16
0,58	13,73	14,27	4,525	1,480	45,47	749,6	9,27	3,46	3,05	4,07	1,35	3,01
0,84	4,90	17,70	4,567	1,454	51,27	696,7	3,70	3,32	2,88	4,13	1,61	2,57
0,84	5,89	18,20	4,609	1,421	50,58	691,5	4,52	3,16	2,61	3,77	1,58	2,39
0,84	6,87	18,63	4,609	1,389	48,95	685,5	5,30	3,03	2,37	3,46	1,56	2,22
0,84	7,85	19,01	4,651	1,364	48,02	679,5	6,04	2,89	2,27	3,34	1,53	2,18
0,84	8,83	19,32	4,651	1,345	47,44	673,7	6,70	2,79	2,18	3,24	1,52	2,13
0,84	11,77	19,97	4,735	1,307	46,05	659,8	8,79	2,55	2,02	3,06	1,48	2,07
0,84	12,75	20,14	4,735	1,299	45,59	656,2	9,35	2,49	1,98	3,02	1,48	2,04
0,84	13,73	20,30	4,777	1,292	45,01	653,0	9,87	2,42	1,95	2,99	1,46	2,05

Теплофизические свойства жидкого R134a на линии насыщения

t , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^7$, м ² /с	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м	$\beta \cdot 10^3$, 1/К	Pr
-35	0,63	1419,6	1,301	10,95	5,929	3,086	2,174	16,72	2,30	3,67
-30	0,81	1396,9	1,308	10,72	5,867	2,79	1,997	15,98	2,32	3,40
-20	1,29	1363,2	1,323	10,27	5,694	2,26	1,658	14,54	2,36	2,91
-10	1,96	1331,3	1,339	9,83	5,514	1,99	1,495	13,10	2,41	2,71
0	2,89	1298,7	1,358	9,42	5,341	1,69	1,301	11,69	2,57	2,44
10	4,12	1264,6	1,380	9,01	5,163	1,50	1,186	10,30	2,77	2,30

Продолжение

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$r, \text{кДж/(кг K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м K)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^4, \text{Па s}$	$\nu \cdot 10^7, \text{м}^2/\text{с}$	$\sigma \cdot 10^3, \text{Н/м}$	$\beta \cdot 10^3, \text{1/K}$	Pr
20	5,71	1228,4	1,406	8,60	4,979	1,35	1,099	8,94	3,03	2,21
30	7,72	1190,1	1,439	8,20	4,788	1,22	1,025	7,61	3,34	2,14
40	10,19	1149,0	1,482	7,81	4,586	1,09	0,949	6,31	3,72	2,07
50	13,21	1104,5	1,537	7,42	4,371	0,95	0,860	5,06	4,22	1,97
60	16,84	1055,3	1,618	7,04	4,123	0,80	0,758	3,86	4,97	1,84
70	21,18	998,8	1,747	6,65	3,811	0,69	0,687	2,74	6,19	1,80

Теплофизические свойства сухого насыщенного пара R134a

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$r, \text{кДж/кг}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па s}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-35	0,63	3,44	225,4	0,753	0,93	3,59	9,50	0,769
-30	0,81	4,35	220,4	0,767	0,96	2,877	9,74	0,778
-20	1,29	6,71	213,7	0,796	1,03	1,928	10,2	0,788
-10	1,96	9,97	207,8	0,829	1,10	1,331	10,7	0,806
0	2,89	14,39	201,0	0,864	1,17	0,941	11,2	0,827
10	4,12	20,28	192,7	0,904	1,24	0,678	11,7	0,853
20	5,71	27,96	183,2	0,949	1,31	0,494	12,2	0,884
30	7,72	37,89	172,8	1,002	1,39	0,366	12,7	0,916
40	10,19	50,64	161,6	1,066	1,47	0,272	13,2	0,957
50	13,21	67,05	149,7	1,149	1,56	0,202	13,8	1,016
60	16,84	88,48	136,9	1,262	1,65	0,148	14,5	1,109
70	21,18	117,25	122,3	1,438	1,77	0,105	15,3	1,243

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. — М.: Машиностроение, 1974. — 213 с.
- Елисеев Б. М. Расчет деталей центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1975. — 207 с.
- Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. — Л.: Машиностроение, 1970. — 672 с.
- Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы. — М.: Энергия, 1981. — 200 с.
- Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Насосное оборудование тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1975. — 280 с.
- Малюшенко В. В. Динамические насосы. — М.: Машиностроение, 1984. — 84 с.
- Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления. — М.: Машиностроение, 1971. — 300 с.
- Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
- Насосы динамические. Методы испытаний. ГОСТ 60134. — М.: Издательство стандартов, 1974. — 59 с.
- Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машиностроение, 1968. — 683 с.
- Робожев А. В. Насосы для атомных электростанций. — М.: Энергия, 1978. — 148 с.
- Руднев С. С. Подobie в гидромашинах // Труды ВНИИГИДРОМАШа. — 1970. — Вып. 40. — С. 3—16.
- Слонимский И. Б. Монтаж насосов энергоблоков. — М.: Энергия, 1976. — 312 с.
- Теплообменные аппараты холодильных установок / Под ред. Г. Н. Даниловой. — Л.: Машиностроение, 1986. — 303 с.
- Усюкин И. П. Установки, аппараты и машины криогенной техники. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 295 с.
- Чиняев И. А. Поршневые кривошипные насосы. — М.: Машиностроение, 1983. — 175 с.