

В. М. Будов

СУДОВЫЕ НАСОСЫ

СПРАВОЧНИК



ББК 39.455.11

Б90

УДК [621.65 : 629.12] (083.72)

Рецензенты: канд. техн. наук Ю. И. Резчик, инж. В. В. Шаталов
Научный редактор канд. техн. наук Л. А. Промыслов

Будов В. М.

Б90 Судовые насосы: Справочник. — Л.: Судостроение,
1988. 432 с.: ил.

ISBN 5—7355—0052—X

Автор справочника более 20 лет занимался проектированием и доводкой на стендах судовых насосов различного типа. В работе обобщен отечественный и зарубежный опыт по проектированию судовых насосов и их эксплуатации. Акцентируется внимание на конструктивных особенностях основных узлов насосов и методах их расчета.

Справочник предназначен для специалистов по проектированию и эксплуатации насосов и будет полезен студентам и аспирантам соответствующих факультетов вузов.

Б $\frac{3605030000-035}{048(01)-88}$ 25—88

ББК 39.455.11

ISBN 5—7355—0052—X © Издательство «Судостроение», 1988.

Надежность и технико-экономическая эффективность судовых систем в значительной степени определяются надежностью и эффективностью насосов, являющихся самыми распространенными механизмами на судах. Кроме требований по экономичности, надежности, малых масс и габаритов, возможности работы на переменных режимах к ним предъявляются такие специфические требования, как длительная работа без обслуживания, возможность ремонта на судах и т. д.

В справочнике собран обширный материал главным образом об особенностях расчета судовых насосов, особенностях их конструкций, особенностях эксплуатации на основе широкого обобщения опыта проектирования и эксплуатации. Впервые в одной работе приведены сведения о лопастных и объемных насосах. Рассмотрены центробежные, осевые, вихревые, поршневые и роторные насосы, тактико-технические характеристики насосов разных типов и назначений (питательных, конденсатных, циркуляционных, грузовых и т. д.), перспективные и унифицированные насосы, зарубежные. Много внимания уделено описанию конструктивных особенностей, методов расчета и выбору критериев подшипниковых узлов и уплотнений вращающегося вала.

Справочник построен так. В гл. 2 приведено описание принципиальных схем насосов, а в гл. 3, 5 — их конструктивных особенностей. Основные методы гидравлического расчета изложены в гл. 4 и 6, характеристики подшипниковых узлов и концевых уплотнений и критерии выбора их параметров рассмотрены в гл. 7 и 8. Из приложений 1 и 2 читатель может почерпнуть сведения о конструкционных материалах для насосов. В приложении 3 приведены схемы наиболее широко применяемых судовых насосов с указанием их геометрических размеров и параметров.

Автор стремился к тому, чтобы не загромождать справочник излишними данными.

Автор благодарит Н. Ю. Василяускас, которая оказала большую помощь в оформлении работы.

Критические замечания и пожелания по улучшению содержания справочника можно направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8, издательство «Судостроение».

ГЛАВА 1.

НАСОСЫ В СОСТАВЕ СУДОВЫХ СИСТЕМ

Судовые системы представляют собой совокупность трубопроводов, механизмов, аппаратов, приборов, устройств и емкостей. Они разделяются на общесудовые системы и системы судовых энергетических установок (СЭУ). Первые предназначены для обеспечения мореходных качеств, живучести и непотопляемости судна, поддержания заданных условий обитаемости, проведения грузовых и спасательных операций и других работ. Вторые — для обеспечения эксплуатации оборудования главных и вспомогательных энергетических установок.

1.1. Насосы общесудовых систем

Особый интерес с точки зрения конструктивных особенностей и условий работы насосов, входящих в состав общесудовых систем, представляют следующие системы:

Грузовая система — для погрузки и выгрузки нефтепродуктов и других жидких грузов и их распределения по танкам или их группам. Она используется также для приема и откачивания водяного (грязного) балласта с применением устройств для отделения нефтепродуктов от воды. Грузовые системы должны обеспечивать возможность погрузки и выгрузки с обоих бортов и с кормы.

Зачистная система — для удаления из грузовых танков остатков нефтепродуктов и балласта.

В состав грузовой и зачистной систем входят:

— грузовые и зачистные насосы с приемными и отливными трубопроводами, арматурой (кингстонами, клинкетными задвижками, фильтрами), контрольно-измерительными приборами;

— трубопроводы, расположенные в грузовых танках, с приемными воронками, клинкетными задвижками, их приводами, компенсаторами, переборочными соединениями;

— приемно-отливные трубопроводы, расположенные на палубе, с приемными патрубками, фильтрами, клинкетными задвижками, быстроразъемными соединениями, шлангами для подачи на берег;

— переборочные клинкетные задвижки с приводами.

В настоящее время на танкерах распространены три основных типа грузовых систем: кольцевая, линейная и с перепускными

переборочными клинкетами. Применяются и их разновидности, например двойная кольцевая система, система с вакуум-танками и др.

Кольцевая система состоит из замкнутых контуров, образованных магистральными трубопроводами и перемычками. Приемные отростки из танков включены в магистрали. Кольцевые грузовые системы применяют в основном на танкерах небольшой грузоподъемности.

Линейная система состоит из магистралей, каждая из которых проведена к своей группе цистерн. Она получила значительное распространение на средне- и крупнотоннажных танкерах. При такой системе грузовые цистерны объединяют в две, три или четыре группы, каждая из которых соединена отдельным магистральным трубопроводом со своим грузовым насосом, установленным в насосном отделении. От каждого грузового насоса отходит напорный трубопровод к самостоятельному палубному трубопроводу. Предусмотрена возможность соединения каждого из насосов с любой другой группой танков. В случае применения такой системы можно одновременно перевозить и выгружать столько сортов нефтепродуктов, сколько имеется групп грузовых танков.

Зачистные трубопроводы, проложенные параллельно с грузовыми магистралями, соединяют каждую группу танков с отдельным зачистным насосом. Иногда один зачистной насос обслуживает две группы танков. Балластировка судна производится грузовыми насосами, причем система позволяет совмещать грузовые и балластные операции при приеме балласта в грузовые танки. При наличии танков чистого балласта предусматривают также балластный насос, соединенный с ними автономным трубопроводом.

В системе с *перепускными переборочными клинкетами* используется перетекание через них груза к танкам, связанным с грузовыми насосами. Эта система состоит из относительно коротких всасывающих трубопроводов, суммарная длина которых примерно на 20—30 % меньше длины соответствующей линейной грузовой системы. Трубопроводы служат для откачивания груза насосами только из кормовых центральных танков каждой из групп. Груз перетекает в них из других танков данной группы при открытии перепускных клинкетов, расположенных в нижней части продольных и поперечных переборок.

Насосные установки судов должны обеспечивать:

- взаимозаменяемость грузовых насосов (как и зачистных) на напорной и всасывающей линиях;
- совместную работу насосов при их параллельном и последовательном включении;
- отдельную выгрузку нескольких сортов рабочей среды, исключаящую их смешивание, обводнение или загрязнение;
- совмещение грузовых и балластных операций независимо от того, есть на судне балластный насос или нет;

— прием, перекачивание между танками и откачивание балластных вод за борт через сепаратор, отстойные танки или, если имеются чистые танки, непосредственно за борт;

— пожарную безопасность при проведении грузовых операций;

— экономичность работы на спецификационных режимах, а также на основных эксплуатационных режимах;

— надежную работу в судовых условиях (при крене, дифференте, вибрации и т. д.);

— простоту технического обслуживания, возможность выполнения значительного объема ремонтных работ непосредственно на судне.

Балластные насосы служат только для приема и откачивания балласта — морской воды.

На современных средне- и крупнотоннажных танкерах в качестве главных грузовых используются насосы исключительно центробежные вертикального или горизонтального исполнения, для привода которых применяются в основном паровые турбины и реже электродвигатели. Для обслуживания грузовых систем танкеров среднего дедвейта, приспособленных для одновременной перевозки нескольких сортов нефтепродуктов, наряду с обычными центробежными насосами оказались пригодными вертикальные многоступенчатые центробежные погружные насосы самовсасывающего исполнения.

От поршневых насосов на крупных судах отказались, так как они имеют недостаточную подачу и относительно большую массу. Однако простота обслуживания поршневых насосов, их способность перекачивать жидкости различной вязкости, создавать хороший вакуум при выгрузке и зачистке обусловили их широкое применение в качестве грузовых на небольших танкерах, а также в качестве зачистных.

При перевозке темных и вязких нефтепродуктов, а также на судах прибрежного и внутреннего плавания в некоторых случаях применяют винтовые насосы в качестве зачистных, а иногда и грузовых.

Балластная система предназначена для подачи и удаления чистого балласта. Насосы для откачивания балластной воды должны быть самовсасывающего типа.

Системы бытового водоснабжения предназначены для обеспечения бытовых и санитарных нужд экипажа и пассажиров в пресной и забортной воде. К ним относятся:

система питьевой воды — для приготовления, дренажа, перекачивания, хранения, кондиционирования и подачи питьевой воды к местам ее потребления;

система мытьевой воды — для приготовления, приема, хранения, кондиционирования и подачи мытьевой воды к местам ее потребления;

система бытовой пресной воды — для приготовления, приема, хранения, кондиционирования и обеспечения всех потребителей

пресной водой на судах, где не предусмотрены отдельные системы питьевой и мытьевой воды;

система бытовой забортной воды — для приема и подачи забортной воды к санитарно-бытовому оборудованию;

сточные системы — для сбора, хранения, обработки и удаления с судна сточных и хозяйственно-бытовых вод.

Система бытовой пресной воды с пневмосистемой изображена на рис. 1.1. В напорной цистерне вода находится под давлением сжатого воздуха, причем давление должно быть таким, чтобы даже при самом минимальном уровне воды в цистерне оно было достаточным для подачи воды к наиболее отдаленному источнику потребления. Вода в пневмоцистерну 8 подается насосом 1 автоматически при падении давления в ней до заданного минимального значения; при достижении максимального давления насос с помощью реле 3 выключается и расход воды обеспечивается за счет сжатого воздуха, подводимого из магистрали. Воздух поглощается водой, и необходимо время от времени добавлять его через фильтр 4 и редукционный клапан 5 в пневмоцистерну, снабженную указателем уровня 6 и манометром 7. Когда уровень воды в цистерне понизится, а давление воздуха упадет до значения, при котором дальнейшая подача воды уже невозможна, реле давления 3 воздействует на пускатель 2 и насос автоматически включается в работу; включается насос при достижении предельно заданного давления.

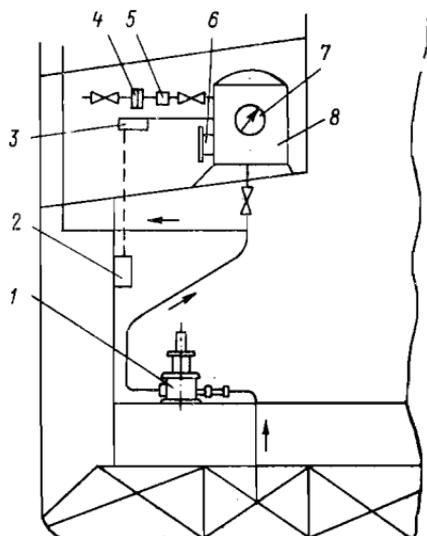


Рис. 1.1. Система бытовой пресной воды

В качестве насосов систем бытовой пресной воды и бытовой забортной воды применяются центробежные, вихревые или центробежно-вихревые. Насосы, особенно малых подач (до $15 \text{ м}^3/\text{ч}$), как правило, выполняют горизонтальными. Поскольку насосы вынужденно размещают и выше уровня воды в приемной цистерне, они должны быть самовсасывающими.

Важно, чтобы насосы имели небольшие размеры, так как при широко внедряемом агрегатировании размещать крупногабаритные аппараты в установке очень трудно.

Из конструктивных разновидностей центробежных насосов наиболее распространены устройство с встроенным водокольцевым насосом, расположенным либо на одном общем валу, либо на втором конце вала электродвигателя, а также насос с циркуляцией потока.

Из вихревых наибольшее распространение получили насосы с боковыми каналами.

В качестве насосов горячей воды, имеющих небольшие подачу (0,5—2 м³/ч) и напор (10 м вод. ст.), применяются обычные центробежные, в конструкции которых учитывается работа с повышенным давлением в системе.

Осушительная система предназначена для периодического удаления за борт воды, скапливающейся в корпусе судна в процессе эксплуатации, и для осушения цистерн, а также заполнения различных цистерн на специальных судах.

На судне должно быть не менее двух осушительных насосов. Подачу осушительного насоса следует определять из условия, чтобы расчетная скорость воды в приемной осушительной магистрали была не менее 2 м/с. Осушительные трубопроводы должны быть расположены так, чтобы обеспечивалась возможность работы одного из них в случаях, когда остальные насосы не используются или используются для других целей.

Водоотливная система — для откачивания воды из затопленных помещений аварийного судна.

Креновая система — для приема в цистерны, перекачивания и удаления из них водяного балласта с целью выравнивания судна или создания в необходимых случаях искусственного крена судна.

Дифференциальная система — для приема в цистерны, перекачивания и удаления из них водяного балласта с целью выравнивания дифферента или создания в необходимых случаях искусственного дифферента.

1.2. Системы судовых энергетических установок

Судовые водоопреснительные установки. Судовая водоопреснительная установка представляет собой совокупность вспомогательных механизмов и систем, используемых для получения пресной воды из забортной морской. Она является составной частью вспомогательной энергетической установки. Пресная вода используется для восполнения запасов технической воды (питательной и дистиллированной) и бытовой (питьевой и мытьевой). Установку для получения технической воды обычно называют испарительной, а для бытовой — опреснительной.

В качестве греющей среды для производства пресной воды могут быть использованы пар низкого давления, в основном из отбора главной турбины, либо горячая пресная вода из системы охлаждения главного дизеля (ГД).

Водоопреснительная установка с паровым подогревом воды состоит из испарителя, конденсатора, конденсатора паровоздушной смеси, эжектора, дистиллятного насоса, рассольного насоса, паровоздушного эжектора, арматуры и других вспомогательных устройств.

Принцип действия: пар, подводимый к змеевику испарителя, передает свою теплоту забортной воде, заполнившей корпус

испарителя. Благодаря соответствующему вакууму в испарителе, создаваемому паровоздушным эжектором, вода начинает испаряться, и образовавшийся пар направляется в конденсатор, прокачиваемый заборной водой. Сконденсировавшийся пар — дистиллят — откачивается дистиллятным насосом в запасную цистерну. Для питания испарителя отбирается часть охлаждающей заборной воды после выхода ее из конденсатора дистиллята, и уже частично подогретая вода проходит для дальнейшего подогрева через верхнюю часть конденсатора эжектора.

Только часть поступающей в корпус испарителя питательной воды превращается в дистиллят, остальная часть в виде рассола оседает в корпусе. Чтобы предотвратить образование рассола высокой концентрации, надо систематически удалять его рассольным насосом.

Водоопреснительная установка с использованием теплоты охлаждающей дизель воды работает следующим образом. В нижнюю часть корпуса испарителя поступает питательная вода — часть заборной воды, прошедшей через конденсатор и поэтому уже предварительно нагретой. В испарителе она вновь подогревается охлаждающей водой дизеля, прокачиваемой через трубки нагревательной батареи, до температуры кипения. Поскольку греющая среда — горячая вода, целесообразно для создания вакуума применять водовоздушный эжектор или электроприводной вакуум-насос.

Образовавшийся пар проходит через сепаратор и конденсируется в конденсаторе. Дистиллят удаляется насосом в цистерну для хранения пресной воды. Уровень рассола в испарителе поддерживается с помощью упоминавшейся выше перегородки; рассол удаляется эжектором, работающим на заборной воде, которая отводится из патрубка конденсатора.

Заборная вода непрерывно подводится к испарителю и предварительно подогревается в охладителе конденсата греющего пара. Неиспарившаяся вода собирается на дне испарителя, откуда забирается насосом и вновь направляется в испаритель. Для поддержания солености рассола в пределах допустимой нормы часть его непрерывно продувается из напорной магистрали циркуляционного насоса с помощью эжектора, рабочая вода к которому подается из пожарной магистрали. Вторичный пар поступает в конденсатор, образовавшийся дистиллят откачивается насосом.

Судовые холодильные установки. Судовая холодильная установка представляет собой совокупность холодильных машин, систем и приборов, используемых для понижения температуры судовых объектов ниже температуры окружающей среды. Она является составной частью вспомогательной энергетической установки.

По принципу работы холодильные машины бывают двух типов: компрессионные и теплоиспользующие, к которым подводится

тепловая энергия. Теплоиспользующие холодильные машины делятся на абсорбционные и парожеткорные. В последних для сжатия хладагента используется паровой эжектор.

Рабочим веществом в холодильной машине обычно служат смесь, аммиак, пропан, пропилен.

Компрессор нагнетает пар под давлением в змеевик. При сжатии пары хладагента нагреваются и затем охлаждаются забортной водой, перекачиваемой насосом. Из змеевика хладагент через дроссельный клапан поступает в другой змеевик, выполняющий функции испарителя, где давление намного ниже. Испаряющаяся часть аммиака отбирает теплоту, необходимую для кипения, от окружающего испарителя соляного раствора (рассола); рассол охлаждается примерно до -8°C и насосом направляется по трубам в охлаждаемое помещение. Компрессор отсасывает испарившийся хладагент. Рассол представляет собой водный раствор одной из следующих солей: поваренной NaCl , хлористого кальция CaCl , хлористого магния MgCl .

Работа пароводяных эжекторных холодильных машин основана на охлаждении воды способом частичного испарения при вакууме. Вода посредством насоса перекачивается из испарителя к потребителю и оттуда вновь возвращается в испаритель, в котором поддерживается очень высокий вакуум с помощью двухступенчатого парового эжектора, каждая ступень которого имеет свой конденсатор. Испаряющаяся в испарителе часть воды забирает теплоту от остальной части воды. Чем глубже вакуум в испарителе, тем ниже температура воды.

Водяные пары вместе с воздухом направляются из испарителя в главный конденсатор. Воздух из главного конденсатора удаляется двухступенчатым эжектором в атмосферу, а конденсат из всех трех конденсаторов подается конденсатным насосом в систему. Конденсаторы прокачиваются забортной водой с помощью циркуляционного насоса. Для получения более низких температур вместо воды применяют рассол.

Основная особенность насосов, перекачивающих кипящие жидкости, — работа с небольшим избыточным напором на всасывании. Это избыточное давление обеспечивается за счет геометрического подпора, иногда за счет переохлаждения среды (среда считается переохлажденной, когда ее температура ниже температуры кипения при данном давлении).

В испарительных установках применяются насосы центробежные, водокольцевые (эльмонасосы), ротационные, пластинчатые, вихревые и струйные.

Главные судовые энергетические установки. В состав главных СЭУ входят следующие системы: конденсатно-питательная, паровая, топливная, масляная, водяного охлаждения и др.

В этих системах используются следующие насосы:

— охлаждающий пресной воды — для перемещения пресной воды;

— охлаждающий — для подачи воды из-за борта в напорные трубопроводы систем охлаждения забортной водой;

— конденсатный — для забора конденсата из конденсаторов и опреснительной установки и подачи его в напорный трубопровод конденсатно-питательной системы;

— питательный — для перемещения воды, принимаемой из цистерны, деаэратора или теплого ящика, в напорный трубопровод конденсатно-питательной системы;

— дистиллятный — для перекачивания дистиллята из цистерн водоопреснительной установки в напорный трубопровод системы дистиллята;

— топливный — для перемещения топлива из цистерн в трубопроводы топливной системы;

— масляный — для подачи масла из цистерн в трубопроводы масляной системы;

— вакуумный — для отсасывания воздуха, газов и их смесей из различных аппаратов и судовых помещений с целью получения вакуума;

— дренажный — для перемещения дренажных жидкостей из цистерн в напорный трубопровод и подачи их к потребителям, за борт, на берег или на другие суда;

— эжектор (струйный насос) — для отсоса паровоздушной (или другой) смеси из аппаратов, полостей механизмов и помещений, а также для отлива или подачи воды.

Конденсатно-питательная система предназначена для забора конденсата из главного и вспомогательного конденсаторов, приема и выдачи, хранения, подготовки и подачи питательной воды к паропроизводящим установкам и агрегатам и на органы регулирования управления.

Конденсатно-питательные системы состоят из собственно конденсатно-питательной системы и системы опресненной воды. Первая служит для забора конденсата из конденсаторов (главного, вспомогательного), приема, хранения и подачи питательной воды к паропроизводящим установкам, подогревателям, фильтрам, элементам регулирования и управления. Вторая система предназначена для приема опресненной воды от опреснительных установок, ее хранения и подачи для подпитки конденсатно-питательной и других систем СЭУ, а также для судовых нужд.

При разработке рабочих схем конденсатно-питательных систем нужно учитывать следующие требования Регистра СССР:

1. Каждый главный парогенератор (или группа парогенераторов) должен иметь не менее двух питательных насосов с независимым механическим приводом. При этом подача каждого насоса должна быть не менее 1,15 расчетной при автоматическом регулировании питания парогенераторов. Если имеется более двух питательных насосов, их подачу выбирают такой, чтобы при выходе из строя любого из них суммарная подача оставшихся насосов была не менее расчетной подачи одного насоса.

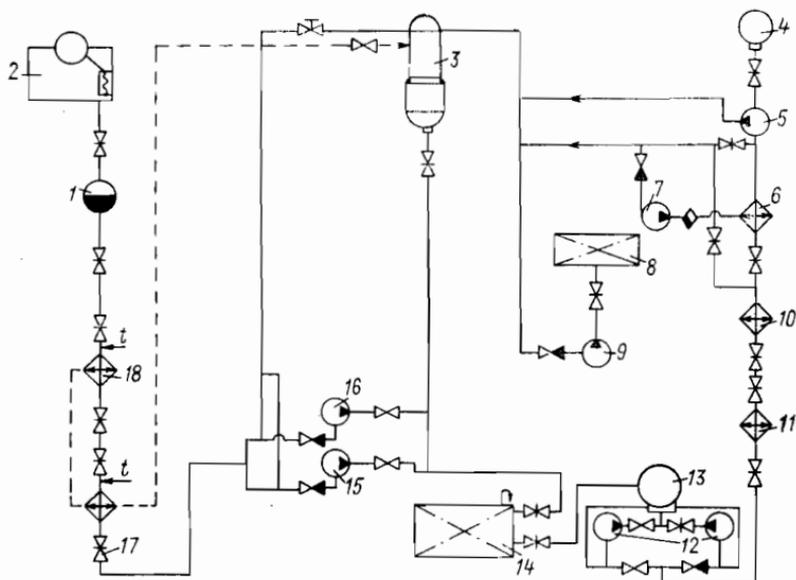


Рис. 1.2. Конденсатно-питательная система

2. Для питательных насосов с паровым приводом необходимо предусмотреть отдельный трубопровод свежего пара, к которому подводится пар от всех обслуживаемых ими парогенераторов.

3. Конденсатная система паротурбинных установок (ПТУ) должна обслуживаться двумя конденсатными насосами, один из которых — резервный. Подача каждого насоса должна не менее чем на 25 % превышать максимальное количество конденсата отработавшего пара, поступающего в конденсатор за единицу времени.

На рис. 1.2 представлена схема конденсатно-питательной системы современной ПТУ с четырехступенчатым подогревом питательной воды. В состав данной тепловой схемы входят два главных конденсатных насоса 12. Напорные линии конденсатных насосов соединены с главным конденсатором 13 рециркуляционными магистралями. Главные конденсатные насосы 12 откачивают из главного конденсатора конденсат при температуре, почти равной температуре насыщения пара при давлении $p = 4 \div 5$ кПа. При таких низких давлениях требуется применять специальные насосы и располагать их ниже уровня конденсата в конденсаторе.

Участок трубопровода между конденсатором и деаэратором обычно называют *конденсатным*. Кроме конденсатных насосов он содержит различные вспомогательные подогреватели (маслоохладитель 11, конденсатор испарителя парогенераторной воды 10 и подогреватель низкого давления 6). Конденсат греющего пара из подогревателя низкого давления дренажным насосом 7 подается в основную магистраль конденсатного трубопровода. В эту же магистраль поступает конденсат из вспомогательного конденсатора 4 с помощью вспомогательного конденсатного насоса 5. Вспомогательный конденсатор обслуживает турбогенератор судовой электростанции. В нем конденсируется до 5—7 % пара, вырабатываемого главным парогенератором 2. В конденсатную магистраль идет также конденсат из цистерны горячих конденсатов 8, в которой собираются дренажи из

различных теплообменных аппаратов (вспомогательные подогреватели, конденсатор пара деаэратора).

Поступающий в деаэратор 3 конденсат распыливается с помощью форсунок и подогревается паром, который движется вверх ему навстречу. Нагретая до температуры насыщения питательная вода собирается в сборной цистерне деаэратора (баке-аккумуляторе) и забирается из нее питательным насосом 16. Один из питательных насосов 15 является резервным.

Напорные линии питательных насосов соединены рециркуляционными магистралями с деаэратором. На этих линиях устанавливаются специальный обратный клапан. При нормальной работе системы этот клапан открыт и пропускает всю питательную воду в напорную магистраль. Участок конденсатно-питательной системы между деаэратором и парогенератором называется *питательным*. Он состоит из трубопроводов, арматуры и подогревателей питательной воды, которые на этом участке носят название подогревателей высокого давления (17, 18).

Способы включения подогревателей воды зависят от того, куда направляется конденсат греющего пара. Подогреватели высокого давления обычно включают по каскадной системе. В этом случае конденсат греющего пара идет самотеком под влиянием разности давления в подогреватель предыдущей ступени. В подогревателях низкого давления конденсат греющего пара подается в магистраль конденсата с помощью дренажных насосов.

Питательные насосы выполняют горизонтальными многоступенчатыми (три и больше ступеней) или одноступенчатыми (подача 15—90 м³/ч, напор 500 м вод. ст. и выше) с турбо- или электроприводом. Частота вращения 50—150 с⁻¹ и выше.

Типы многоступенчатых насосов: 1) спиральные с горизонтальным разъемом корпуса (приемные полости рабочих колес расположены на противоположных сторонах); 2) насосы с направляющим аппаратом на выходе, не имеющие горизонтального разъема.

Конденсатные насосы спирального типа бывают вертикальными или горизонтальными, одно-, двух- или четырехступенчатыми с односторонним входом; иногда для осевой уравновешенности ротора вода подводится к ступеням насоса с противоположных сторон.

Для предотвращения вскипания и кавитации конденсатные насосы работают с геометрическим подпором $\Delta h = 0,5 \div 0,8$ м. Иногда они работают в кавитационной зоне.

Небольшие насосы выполняют и горизонтальными, благодаря чему они имеют ряд преимуществ при изготовлении и обслуживании. Для небольших насосов, обслуживающих вспомогательные установки, требуемый подпор может быть обеспечен за счет более высокого расположения аппарата. Эти насосы выполняют обычно моноблочными.

Из-за низких частот вращения конденсатные насосы изготовляют двух- или трехступенчатыми при таких значениях напоров, для которых центробежный насос с обычными условиями всасывания и повышенными оборотами бывает одноступенчатым. Напор между ступенями насоса распределяется, как правило, равномерно.

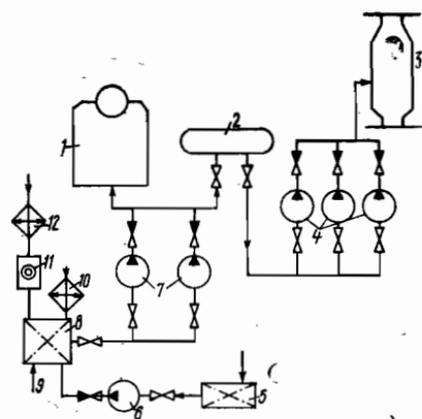
Двухступенчатое исполнение конденсатных насосов обеспечивает более устойчивую и более экономичную работу по сравнению с одноступенчатым, так как колесо первой ступени может быть создано из расчета обеспечения хороших кавитационных свойств, а колесо второй ступени — из расчета получения большей экономичности.

Бустерные насосы чаще изготавливают одноступенчатыми, так как для питательных насосов, даже высокооборотных, но с умеренной подачей, требуемый подпор на всасывании не очень велик и может быть обеспечен одноступенчатым насосом. В отдельных случаях (очень большая подача при высокой частоте вращения питательного насоса) бустерные насосы выполняют двухступенчатыми, поскольку требуемый подпор приобретает большое значение.

Бустерные насосы иногда выполняют за одно целое с питательными, реже с конденсатными насосами. Предпочтение следует отдавать автономному исполнению бустерного насоса. Хотя это и приводит к увеличению числа механизмов на судне, но зато достигается большая гибкость в расположении, насос получается проще, обеспечивается большая надежность в условиях автоматизации и приспособленности к агрегатированию ряда судовых механизмов и изделий в одном блоке.

Система подвода питательной воды к вспомогательным и утилизационным котлам по своей компоновочной схеме и составу оборудования зависит от назначения судна и типа ГД. Эти факторы определяют количество и номенклатуру потребителей пара.

Система подвода питательной воды к вспомогательному и утилизационному котлам в дизельной установке показана на рис. 1.3.



Конденсат поступает в теплый ящик 8 через конденсатор — охладитель чистого конденсата 10 от потребителей, в которых отсутствует возможность контакта воды с топливом и маслом, и через конденсатор — охладитель грязных конденсатов 12 и контрольно-смотровую цистерну 11 от грязных потребителей. В теплый ящик также подается насосом конденсат из конденсатора утилизационного котла по трубопроводу через специальную систему 9. Предусмотрена подпитка его насосом 6 из цистерны 5. Питание вспомогательного котла 1, работающего только на стоянке, обеспечивается двумя (один в резерве) насосами 7. В холодном режиме эти же насосы нагнетают воду в сепаратор пара 2, предназначенный для отделения воды от пара. Из сепаратора пара 2 вода принимается тремя вертикальными центробежными насосами 4 (один резервный) и нагнетается в утилизационный котел 3.

Рис. 1.3. Система подвода питательной воды к главному и утилизационному котлам

Основной тип питательного насоса вспомогательного котла — многоступенчатый центробежный электронасос. Чем меньше подача и чем более высокие требования предъявляются к насосу по экономичности, тем большим должно быть число ступеней, от количества которых зависит коэффициент быстроходности. Для этих насосов главное — простота регулирования, постоянство давления и возможность непосредственного соединения с приводом. Применяются также насосы вихревые и центробежно-вихревые. Центробежные насосы выполняют вертикальными, так как они занимают небольшую площадь и проще в установке.

Системы водяного охлаждения предназначены для подачи воды на охлаждение механизмов, устройств и приборов, другого оборудования и рабочих сред в теплообменных аппаратах СЭУ.

В качестве охлаждающих сред в СЭУ применяются забортная и пресная вода, масло, легкое топливо и воздух. Забортной водой охлаждаются главные и вспомогательные конденсаторы паровых турбин, холодильники пресной воды, маслоохладители циркуляционных систем смазки редукторов, компрессоры, подшипники линии вала и другие элементы СЭУ.

Согласно требованиям Регистра СССР каждое машинное отделение (МО) должно иметь не менее двух кингстонных ящиков циркуляционной или охлаждающей воды, обеспечивающих прием забортной воды в любых условиях эксплуатации.

В дизельных и газотурбинных установках применяются двухконтурные системы охлаждения пресной и забортной водой. Отвод теплоты от узлов главных и вспомогательных двигателей производится непрерывно циркулирующей в системе пресной водой, которая охлаждается забортной водой в водо-водяном холодильнике. Для уменьшения температуры стенок корпусов турбин и радиальных зазоров используют охлаждение пресной водой, которая проходит через систему специально предусмотренных каналов. Промежуточное охлаждение воздуха между ступенями компрессора осуществляется забортной водой.

В некоторых установках охлаждение циркуляционного масла в маслоохладителях на ходовом режиме производится конденсатом, поступающим из главного (и вспомогательного) конденсатора.

На рис. 1.4 показана принципиальная схема системы охлаждения ПТУ транспортного судна. Вода из донного кингстонного ящика 8 подается главными циркуляционными насосами 6 к главному конденсатору 5, подогревается в нем и отводится за борт. Часть забортной воды после насосов отбирается для охлаждения подшипников валопровода 4 и вспомогательных конденсаторов 3. На стоянках вода перекачивается в эти конденсаторы циркуляционными насосами 2 из отдельного кингстонного ящика 1. При движении по мелководью вода на охлаждение забирается из бортового кингстонного ящика 7. На всасывающем трубопроводе имеется отросток 9 с невозвратным клапаном для аварийного осушения МО.

В системах охлаждения ПТУ допускается установка одного главного циркуляционного насоса, а резервным в этом случае

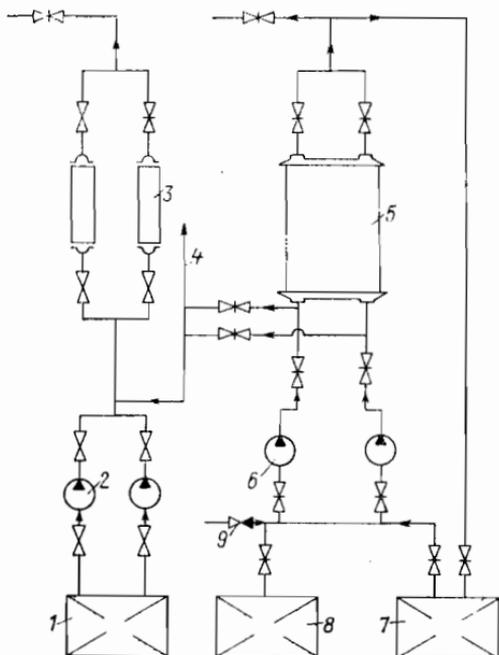


Рис. 1.4. Система охлаждения ПТУ

служит вспомогательный циркуляционный насос, подача которого составляет 15—20 % подачи главного.

В дизельных установках морских транспортных судов применяются исключительно двухконтурные системы охлаждения, в которых ГД охлаждаются пресной водой, отдающей теплоту забортной воде в водо-водяных теплообменных аппаратах.

Системы охлаждения пресной водой в зависимости от способа охлаждения поршней и форсунок ГД делятся на три группы:

в первой — поршни, форсунки и цилиндры охлаждаются пресной водой;

во второй — поршни охлаждаются маслом, а форсунки и цилиндры — водой;

в третьей — форсунки охлаждаются топливом, поршни — маслом, а цилиндры — водой.

Регистром СССР допускается установка трех главных циркуляционных насосов: пресной воды, забортной воды и резервного пресной и забортной воды. Резервный насос, как правило, должен быть подключен к системе забортной воды и отделен глухими прокладками от системы пресной воды. Подключение этого насоса к контуру пресной воды осуществляется перестановкой прокладок в контур забортной воды. Резервирование стояночного насоса пресной воды выполняется обычно главным насосом, а насосов систем охлаждения поршней и форсунок — путем простого дублирования. На судах зарубежной постройки широкое распространение получили так называемые сервис-насосы, которые выполняют функции резервного пожарного, балластного (для чистого балласта) и резервных насосов систем охлаждения СЭУ.

На рис. 1.5 показана принципиальная схема системы охлаждения дизельной установки пресной и забортной водой. Забортная вода в зависимости от условий эксплуатации направляется через один из кингстонных ящиков (днищевой 1, бортовой 2 или ледовой 3) в кингстонно-распределительный клапан 4. Одним из главных циркуляционных насосов 5 она подается к охладителям ГД — наддувочного воздуха 6, масла 7 и пресной воды 8 — и через отливной ящик 9 удаляется за борт или при необходимости поступает на рециркуляцию. Этими же насосами вода направляется к охладителям масла газотурбоагрегатов 10, топлива 11, масла уплотнительной системы дейдвуда 12 и подшипникам валопровода 13. Одним из насосов 14 осуществляется подача забортной воды на охлаждение элект-

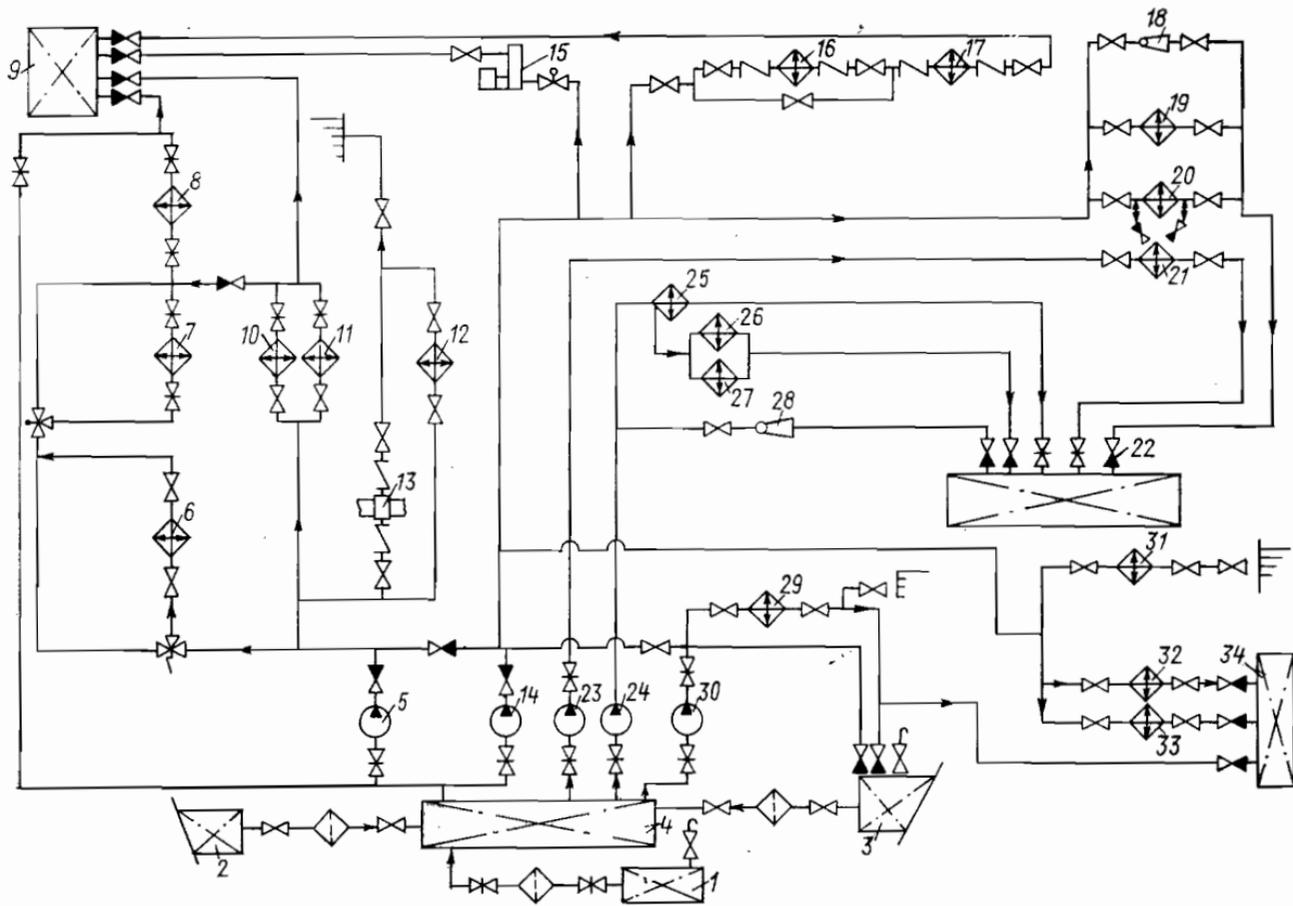


Рис. 1.5. Система охлаждения дизельной установки

трокомпрессоров 15, охладителей дизель-генератора — воздуха 16, масла и воды 17; — к эжекторам 18, охладителям 19 и конденсаторам 20 грузовых и застных турбонасосов и сливается через водоотливной канал 22. К охладителю 21 опреснительной установки забортная вода подается автономным насосом 23. С помощью циркуляционного насоса 24 вода идет к турбогенератору: конденсатору 25, охладителям масла 26, воздуха 27 и эжектору 28. Вспомогательный конденсатор 29 может прокачиваться стояночным циркуляционным насосом 30. Вода после конденсатора 29 отводится за борт или подается на продувание ледового кингстонного ящика. Охладители рулевой машины 31, проб воды 32 и дополнительный конденсатор 33 прокачиваются отбираемой из общей магистрали забортной водой, которая поступает затем в отливной ящик 34.

В системе пресной воды используются центробежные насосы с большими коэффициентами быстроходности, высокой подачей (до 500 м³/ч и выше) при умеренных напорах (30—50 м вод. ст.). Типы насосов — моноблочные с общим валом электродвигателя и с автономными электродвигателями (ВЦН-90 и др.). На большинстве судов установлены три главных насоса: пресной воды, забортной воды и резервный, который, как правило, подключен к системе забортной воды и отделен от системы пресной воды глухой простановкой на фланцах. Имеются также другие варианты комплектации систем (по два насоса пресной и забортной воды, привод главного насоса от масляного гидромотора и др.). В схемах с общей системой охлаждения главных и вспомогательных двигателей наряду с главным насосом устанавливается портовой насос с забортной водой подачей 30—100 м³/ч.

Масляные системы предназначены для приема, выдачи, хранения, перекачивания, подогрева, очистки и подачи масла для смазки и отвода теплоты от трущихся поверхностей двигателей, механических передач, дейдвудных, опорных и упорных подшипников валопроводов, охлаждения поршней дизелей.

Циркуляционные масляные системы делятся на напорную, гравитационную и напорно-гравитационную.

Напорная система смазки предусматривает циркуляцию масла под давлением, создаваемым масляным насосом, по замкнутому контуру: сточно-циркуляционная цистерна — главный масляный насос — фильтр — маслоохладитель — потребители — сточно-циркуляционная цистерна.

В гравитационной системе в отличие от напорной охлажденное масло поступает к местам смазки в результате естественного напора от высоко расположенных в МО напорных цистерн. Во время работы систем напорные цистерны непрерывно пополняются маслом, подаваемым насосом из сточной цистерны двигателя.

Принципиальная схема системы приема, хранения и подготовки масла в дизельных установках с малогабаритным двигателем показана на рис. 1.6. Циркуляционное масло для двигателя принимается в запасную цистерну 1 через палубную втулку и фильтр грубой очистки 2. В циркуляционную цистерну 20 ГД оно подается из запасной цистерны самотеком 5, но может перекачиваться насосом 15 или насосом сепаратора 13. При необходимости масло подогревают во внешнем подогревателе 12 или непосредственно в цистернах. Из цистерны 20 масло можно направлять на сепарацию с возвратом в эту же цистерну или в ци-

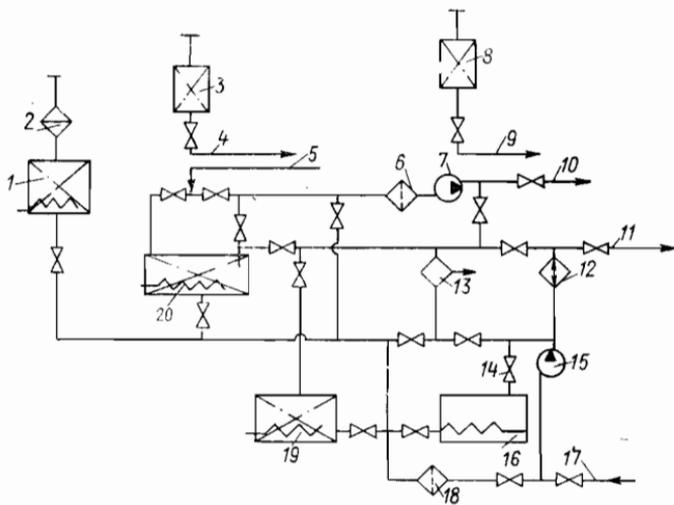


Рис. 1.6. Система приема, хранения и подготовки масла

стерну 19 сепарированного масла. Через клапан 14 насосом 15 можно перекачивать масло в цистерну отработанного масла 16. В главный двигатель масло подается через фильтр 6 из цистерны 20 циркуляционным насосом 7. Отработанное масло из картера вспомогательного двигателя может быть направлено через фильтр 18 в цистерну отработанного масла 16, на сепарацию с возвратом в картер двигателя (на схеме не показана). Запас турбинного масла для газотурбонагревателей (ГТН) хранится в цистерне 3, откуда самотеком 4 заполняется сточная цистерна ГТН. Цистерна запаса 8 служит для хранения масла лубрикаторов, которые также заполняются самотеком 9. Система предусматривает выдачу масла на палубу из любой цистерны. Предусмотрены подача 10 свежего масла к вспомогательному ДВС и отбор 17 от него отработанного масла. По ветке 11 масло подается к главному ДВС.

Наиболее сложную систему смазки имеют дизельные установки большой мощности, которые могут включать в себя следующие независимые системы: напорную циркуляционную ГД и охлаждения его поршней (если поршни охлаждаются маслом); гравитационную (или циркуляционную) газотурбонаддувных агрегатов; напорную циркуляционную приводов топливных насосов; линейную смазки цилиндров; циркуляционную редукторных и гидродинамических передач; напорную смазки вспомогательных двигателей.

Применяют насосы шестеренные при малой подаче и винтовые при большой подаче. По назначению насосы могут быть перекачивающие, циркуляционные (нагнетательные, откачивающие) и прокачивающие (для прокачивания двигателя перед пуском). Перекачивающие насосы служат для перекачивания масла из одной цистерны в другую и выдачи его на борт.

Главные масляные насосы рекомендуется размещать непосредственно на сточно-циркуляционных цистернах или рядом с ними.

Фильтры и маслоохладители komponуют по возможности в одну группу (агрегат) с главными масляными насосами. Приемники главных масляных насосов оборудуют невозвратными клапанами и сетками и располагают в цистернах так, чтобы при качке или крене 45° и дифференте 10° отстой масла в цистернах не всасывался насосами.

Масляная система ГД должна обслуживаться двумя масляными циркуляционными насосами, из которых один является резервным с независимым приводом. При расположении двух ГД в одном МО допускается иметь один резервный насос на два двигателя.

Топливные системы предназначены для приема, выдачи, хранения, перекачивания, очистки, подогрева и подачи топлива к котлам, газотурбинным двигателям и двигателям внутреннего сгорания.

Вариант топливной системы на дизельных судах показан на рис. 1.7. Маловязкое топливо из одной цистерны 5 в другую перекачивают топливоперекачивающим насосом 6, а высоковязкое топливо — насосом 23. Для подогрева высоковязкого топлива в цистерне 25 в линию трубопровода за насосом 23 включен подогреватель топлива 24. Дальнейшая обработка маловязкого топлива осуществляется в сепараторе 7, где из него удаляются механические примеси и частично соли. Затем отсепарированное топливо подается в расходную цистерну маловязкого топлива 8. Окончательная обработка высоковязкого топлива осуществляется последовательно в подогревателе 22, гомогенизаторе 18 и фильтре 17. Прошедшее обработку высоковязкое топливо подают в расходную цистерну 16.

Расходные цистерны 16 и 8 связаны между собой по принципу сообщающихся сосудов со смесительной колонкой (емкостью) 9, где смешивают маловязкое и высоковязкое топливо. Сюда же сливаются излишки высоковязкого топлива от топливных насосов дизелей. Если вспомогательные двигатели работают на маловязком топливе, то его излишки от топливных насосов сливаются в цистерну 8. На трубопроводе заполнения смесительной емкости устанавливают расходомер топлива 10.

К дизелям топливо подается одним из двух топливоподкачивающих насосов 11. Высоковязкое топливо направляется через подогреватель 12. В системе предусмотрены регулятор вязкости 15 и фильтры 13 и 14.

Отстой топлива из цистерн 8 и 16, а также отходы сепарации и фильтрации, образующиеся в сепараторе и фильтре 17, собираются в грязевой цистерне 19, откуда они негерметичным винтовым насосом 20 подаются в печь 21 для сжигания или на берег.

В процессе обработки топлива во время приема его на судно из цистерны 1 к топливу в цистерне 3 добавляют специальные присадки через дозатор 2.

В качестве основного типа насоса для подачи топлива применяются винтовые и иногда шестеренные. Из винтовых насосов чаще используется насос с негерметичным профилем как менее чувствительный к износу при попадании в него частиц.

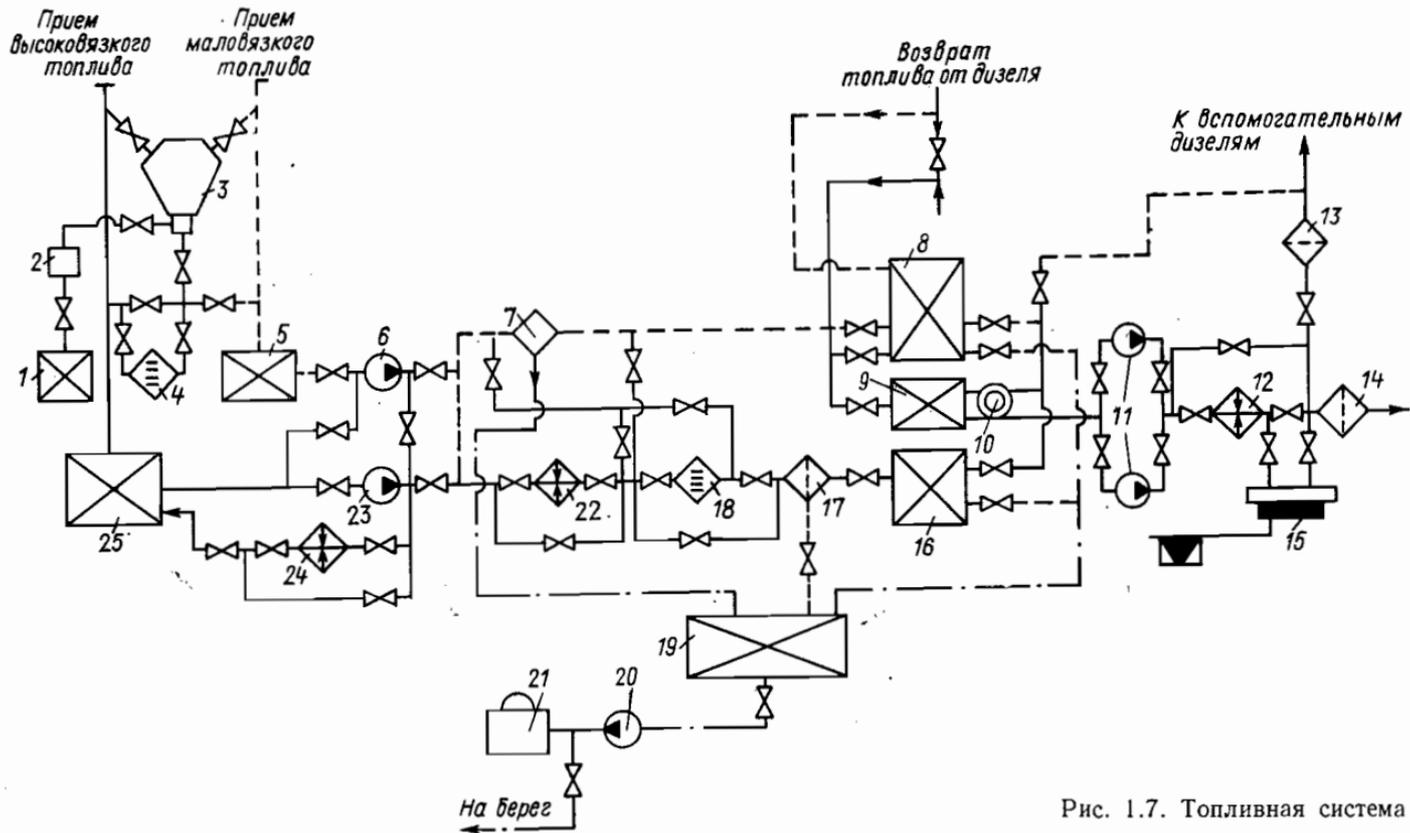


Рис. 1.7. Топливная система

ГЛАВА 2. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ НАСОСОВ

2.1. Основные типы и параметры насосов

По характеру рабочего процесса насос можно рассматривать как машину, в которой механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Вследствие различного назначения насосов, большого диапазона параметров и свойств перекачиваемых сред число типов и конструкций насосов очень велико.

Судовые насосы применяются для перекачивания самых различных сред: морской воды с температурой до 80 °С, пресной воды с температурой до 200 °С, дистиллята, трюмной загрязненной воды, вязких жидкостей (мазут, масло), аммиака, кислоты, сжиженного газа.

Функции насосов следующие:

— поддерживать непрерывно работу главной ЭУ и различных вспомогательных установок, систем (насосы питательные, циркуляционные, конденсатные, охлаждающие, масляные, дистиллятные и др.);

— удалять из судна сточные воды, заполнять балластом специальные цистерны и удалять его (балластно-осушительные насосы);

— обеспечивать хозяйственные нужды судна (насосы системы пресной и забортной воды, насосы рефрижераторных установок);

— обеспечивать грузовые операции (грузовые и зачистные насосы);

— обеспечивать безопасность судна (пожарные, аварийные водоотливные насосы).

Насосы, предназначенные для перемещения жидкостей и сообщения им энергии, по принципу действия делятся на объемные (поршневые, плунжерные); роторные (зубчатые, пластинчатые, винтовые), лопастные (центробежные, вихревые, осевые) и струйные (эжекторы, инжекторы, гидроэлеваторы и др.).

Комплекс, состоящий из насоса, приводного двигателя и коммуникаций, образует насосную установку (рис. 2.1).

Существует ряд общих требований и положений, которые следует учитывать в процессе создания насосов любого конструктивного исполнения при безусловном обеспечении их надежности:

1. Минимальные габариты, особенно площадь, в связи с большой насыщенностью МО механизмами и его ограниченными размерами.

2. Максимальная жесткость конструкции, так как из-за подвижности корпуса судна вследствие различных условий на-

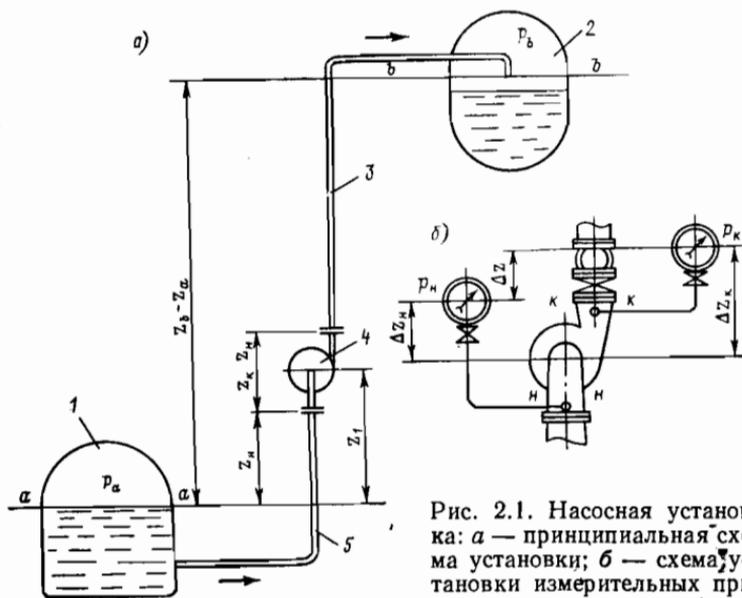


Рис. 2.1. Насосная установка: а — принципиальная схема установки; б — схема установки измерительных приборов:

1, 2 — приемный и напорный баки; 3, 5 — напорный и всасывающий трубопроводы; 4 — насос

грузки трубопроводы передают усилия на корпус насоса. Применение для всех насосов гибких соединений между фланцами патрубков насоса и трубопроводами практически невозможно из-за сложности и габаритных ограничений.

3. Простота и удобство при обслуживании, разборке и ремонте.

4. Приспособленность к работе в условиях автоматизации.

5. Благоприятные виброакустические характеристики.

Основные параметры насосов приведены ниже.

Объемная (массовая) подача представляет собой объем (массу) жидкости, подаваемой насосом в единицу времени.

Давление насоса определяется зависимостью

$$p = p_k - p_n + \rho \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} - \rho (Z_k - Z_n),$$

где p_k и p_n — конечное и начальное давление, Па; ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; c — скорость жидкости, м/с; z — геометрический напор (энергия положения), Дж/кг; $Z = gz$; g — ускорение свободного падения, м/с²; z — геометрическая отметка, м; индексы «н» (начальное) и «к» (конечное) относятся соответственно к параметрам в сечениях перед насосом и за ним.

Важной величиной, характеризующей работу насоса с энергетической стороны, является удельная полезная работа на-

сосо L_n , Дж/кг, представляющая собой разность полных запасов энергии жидкости (отнесенную к единице массы) после и до насоса:

$$L_n = \frac{p_k - p_n}{\rho} + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} + Z_k - Z_n.$$

Для насосных установок удельную энергию, сообщаемую среде, удобнее выражать в метрах столба перемещаемой жидкости. Эта величина называется напором массы, м:

$$H = p/(\rho g),$$

Соотношение между энергетическими параметрами насоса

$$L_n = p/\rho = gH.$$

Необходимая удельная работа насоса, Дж/кг,

$$L = \frac{p_b - p_a}{\rho} + \Delta L + Z_b - Z_a,$$

где ΔL — гидравлические потери в трубопроводах, включая потери в выходном сечении $b - b$ трубопровода (см. рис. 2.1, а), Дж/кг; $Z_b - Z_a = g(z_b - z_a)$.

Мощность, потребляемая насосом, кВт,

$$N = \frac{\rho Q L}{1000 \eta} = \frac{G L}{1000 \eta},$$

где η — КПД насоса, характеризующий суммарные потери энергии.

Отдельные виды потерь определяются гидравлическим, объемным и механическим КПД. Общий КПД насоса зависит от типа, конструкции, размеров насоса и изменяется обычно в пределах 0,5—0,9. КПД насосной установки определяют с учетом потерь в коммуникациях:

$$\eta_y = \frac{G(L - \Delta L)}{1000N}.$$

Вакуумметрическая высота всасывания, м, характеризует степень разрежения на входе в насос:

$$H_v = \frac{p_a - p_n}{\rho g} - \frac{c_n^2}{2g}.$$

Допустимая высота всасывания $z_{доп}$ находится из условия отсутствия явления кавитации и гидравлических ударов, вызываемых вскипанием жидкости. Для поршневых насосов допустимая высота всасывания (расстояние от уровня жидкости в приемном резервуаре до поршня насоса, м) определяется по формуле

$$z_{доп} = \frac{1}{\rho g} (p_a - p_{нас} - \Delta p_{вс} + \eta \cdot 10^4) - \frac{l_n}{g} \frac{F_a}{F_v} \frac{n^2 r}{90},$$

где p_a — давление на поверхности всасываемой жидкости, Па; $p_{нас}$ — давление насыщения; $\Delta p_{вс}$ — сопротивление всасывающего трубопровода с учетом сопротивления всасывающих клапанов, Па; $\eta \cdot 10^4$ — запас давления, устраняющий возможность

кавитации; F_a — площадь поршня, m^2 ; F_b — площадь проходного сечения всасывающего трубопровода, m^2 ; l_b — общая длина всасывающей линии, m ; r — радиус кривошипа, m ; n — число двойных ходов, c^{-1} .

Для лопастных насосов допустимая высота всасывания (от уровня жидкости в приемном резервуаре до оси насоса)

$$z_{доп} = \frac{p_a - \Delta p_{вс} - p_{нас}}{\rho g} - \frac{d_1}{2} - \frac{\varphi}{g} \Delta H_d,$$

где d_1 — средний диаметр входных кромок рабочих лопастей, m ; φ — коэффициент запаса, $\varphi = 1,15 \div 1,3$; ΔH_d — дополнительное снижение напора, $Дж/кг$, вызываемое местным увеличением скоростей при обтекании рабочих лопастей,

$$\Delta H_d = 10 (n \sqrt{Q}/C)^{4/3};$$

n — частота вращения, c^{-1} ; C — постоянная, зависящая от конструкции насоса, $C = 800 \div 1000$.

Судовые насосы могут быть классифицированы по различным признакам, например: по расположению вала — на вертикальные и горизонтальные; по величине напора — на низко-, средне- и высоконапорные; по способам привода — на электро- и турбо-насосы и т. д.

Наиболее характерным признаком для классификации насосов является принцип действия, который определяет два основных типа насосов — лопастные и объемные (рис. 2.2). В отдельную группу выделяются электронасосы.

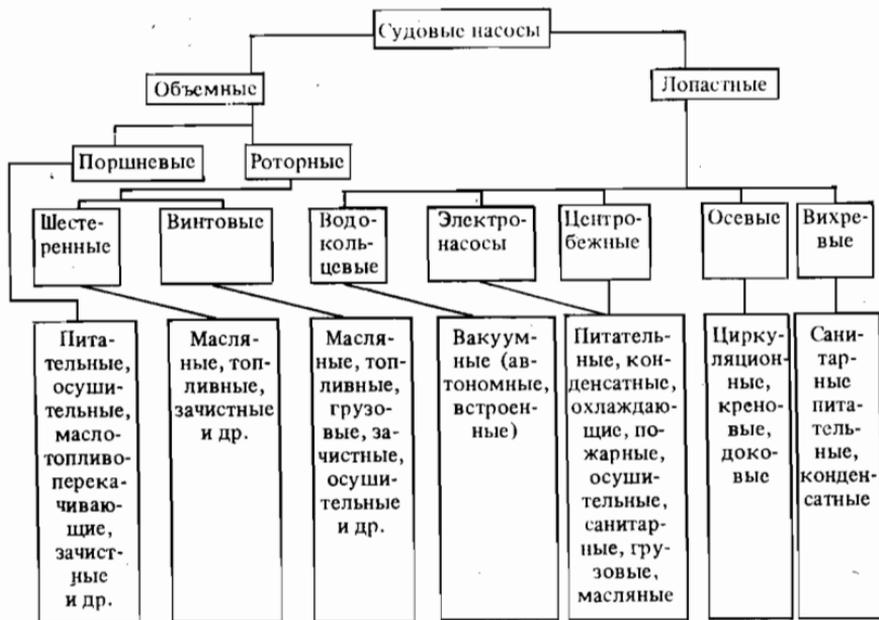


Рис. 2.2. Классификация насосов по принципу действия

2.2. Лопастные насосы

Работа *центробежных* и *осевых* насосов основана на общем принципе действия — силовом взаимодействии лопасти с обтекающим ее потоком. Насосы этих типов различаются направлением течения: в центробежных насосах поток жидкости имеет в области лопастного колеса радиальное направление и поэтому создаются условия для работы центробежных сил; в осевых насосах поток жидкости параллелен оси вращения лопастного колеса.

На рис. 2.3 представлены схемы центробежного и осевого насосов. Как центробежный, так и осевой насосы состоят из

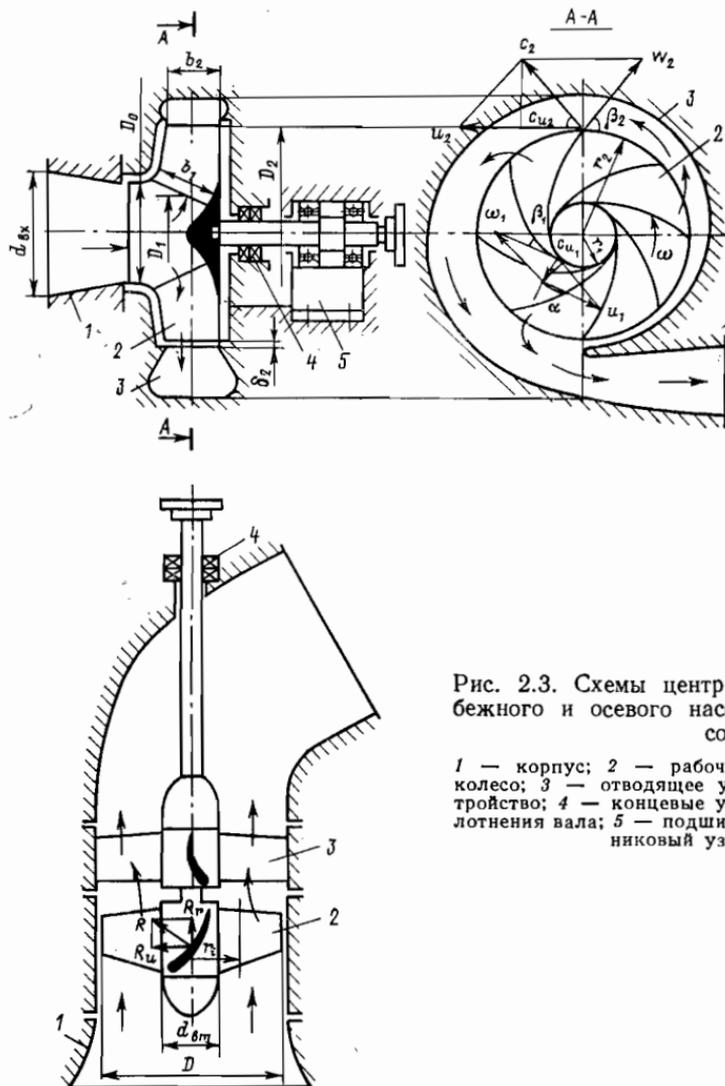


Рис. 2.3. Схемы центробежного и осевого насосов:

1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — отводящее устройство; 4 — концевые уплотнения вала; 5 — подшипниковый узел

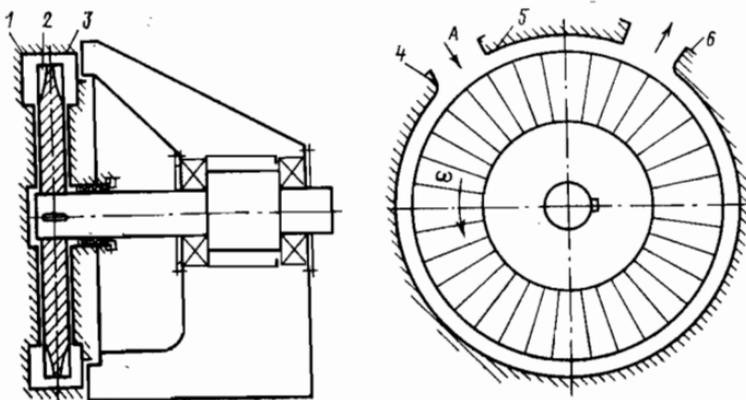


Рис. 2.4. Схема вихревого насоса:

1 — крышка; 2 — рабочее колесо; 3 — корпус; 4 — всасывающий патрубок; 5 — перемишка; 6 — напорный патрубок

корпуса 1 и свободно вращающегося в нем рабочего колеса 2. При вращении колеса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой из лопастей и, следовательно, силовое взаимодействие потока с лопастным колесом. Силы давления лопастей на поток создают вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличивая ее давление и скорость, т. е. механическую энергию. Удельное приращение энергии потока жидкости в лопастном колесе зависит от сочетания скоростей потока, частоты вращения колеса, его размеров и формы, т. е. от сочетания конструкции, размеров, частоты вращения и подачи насоса.

Принцип действия *вихревых насосов* (рис. 2.4) также основан на передаче энергии от лопасти к потоку жидкости. Жидкость подается с боков корпуса через окно А к основаниям радиальных лопастей колеса. Центробежное рабочее колесо с радиальными лопастями вращается внутри корпуса с малыми осевыми зазорами (не более 0,2—0,3 мм). По периферии колеса в корпусе выполнен кольцевой канал, заканчивающийся напорным патрубком, по которому жидкость отводится из насоса. Область входных каналов отделена от напорного патрубка участком, который плотно прилегает к колесу (радиальный зазор не более 0,2 мм) и служит уплотнением. Жидкость, поступающая через входное отверстие в насос, попадает в межлопастные пространства, где ей сообщается механическая энергия. Центробежные силы выбрасывают ее из колеса. В кольцевом канале жидкость движется по винтовым траекториям, затем вновь попадает в межлопастное пространство, где снова получает приращение механической энергии. Таким образом, в корпусе работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, от которого насос и получил название вихревого. Многократность приращения энергии частиц жидкости приводит к тому, что вихревой насос при прочих равных

условиях создает напор значительно больший, чем центробежный.

Наличие уплотняющего участка корпуса позволяет насосу перекачивать как сплошные жидкости, так и жидкостно-газовые смеси. Такой насос обладает возможностью сухого всасывания. В связи с этим свойством большинство типов вихревых насосов используются как самовсасывающие. КПД вихревых насосов ниже, чем центробежных, и не превышает 40—50 %. Это ограничивает область их использования. Однако при очень малых подачах они конкурируют с центробежными.

В многоступенчатых центробежных насосах напор, создаваемый колесом насоса, определяется произведением $u_2 c_{u_2}$, где $u_2 = \omega r_2$ — окружная скорость; c_{u_2} — проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости. С целью достижения высокого напора в машине с одним колесом необходимо иметь большое значение окружной скорости. Для литых чугунных колес u_2 по условиям прочности ограничена значением около 40 м/с, а для стальных колес 300 м/с. При таких ограничениях теоретический напор центробежного насоса для подачи воды в случае чугунных колес не превышает 50 м вод. ст.; в случае стальных колес могут быть достигнуты более высокие напоры. Таким образом, напор, создаваемый одним колесом центробежного насоса, существенно ограничен прочностью рабочего колеса.

Многоступенчатый центробежный насос представляет собой ряд одноступенчатых насосов, рабочие колеса которых сидят на общем валу и включены последовательно. При последовательном включении колес создаваемые ими напоры складываются так, что полный напор машины равен сумме напоров отдельных ступеней. В большинстве случаев при подаче несжимаемых жидкостей геометрические размеры всех ступеней одинаковые и поэтому полный напор такой машины равен напору одной ступени, умноженному на число ступеней машины.

Поток жидкости поступает через входную камеру в рабочее колесо первой ступени насоса, откуда, восприняв от лопастей некоторое количество энергии, он выбрасывается в направляющий аппарат этой ступени. Далее, обогнув диафрагму, отделяющую первую ступень от второй, поток проходит через обратный направляющий аппарат этой ступени. Затем, обогнув диафрагму, отделяющую первую ступень от второй, поток проходит через обратный направляющий аппарат между первой и второй ступенями и поступает в рабочее колесо второй ступени. Из второй ступени поток направляется в третью и т. д. Обратный направляющий аппарат — характерный элемент многоступенчатого центробежного насоса.

При выходе из направляющего лопаточного устройства первой ступени поток имеет значительные тангенциальные составляющие абсолютной скорости, т. е. он закручен относительно центра насоса. Если такой поток будет подведен к лопастям рабочего

колеса второй ступени насоса, то здесь он сможет получить приращение энергии, обусловленное лишь разностью окружных скоростей выхода. Если на пути между выходом из направляющего устройства первой ступени и входом в рабочее колесо второй ступени расположить лопаточное направляющее устройство, обеспечивающее радиальный вход в рабочее колесо второй ступени, то последнее будет работать столь же эффективно, как и рабочее колесо первой ступени.

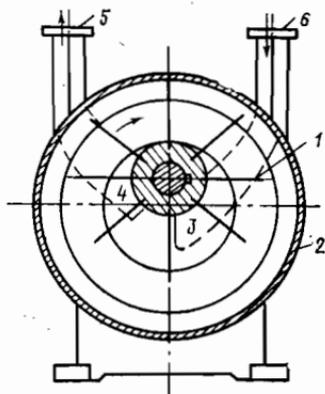


Рис. 2.5. Водокольцевой насос

На рис. 2.5 представлена конструкция водокольцевого насоса. В цилиндрическом корпусе 2, снабженном крышками, расположена эксцентрично крыльчатка (рабочее колесо) 1 с лопастями. При вращении крыльчатки с высокой частотой вода, частично заполняющая корпус, отбрасывается к его периферии. При этом в центральной части насоса поверхность втулки крыльчатки, внутренняя поверхность водяного кольца и поверхности смежных лопастей образуют объем, который в нижней части насоса постепенно увеличивается, что вызывает всасывание воздуха через патрубок 6 и приемное серповидное отверстие 3. В верхней части насоса объем уменьшается и происходит вытеснение воздуха через напорное отверстие 4 и патрубок 5. Очевидно, что такой насос может всасывать и подавать газ только при наличии в корпусе достаточного количества воды.

При работе вода в небольших количествах уносится потоком газа и убыль ее в корпусе должна восполняться. Подобный насос может всасывать и подавать не только газы, но и жидкости.

2.3. Объемные насосы

У всех насосов объемного типа подача жидкости осуществляется за счет вытеснения ее движущимся рабочим телом. У ротационных насосов движущееся тело — поршень — совершает вращательное движение, у поршневых — поступательное. Подача насоса объемного типа, например поршневого, определяется произведением объема, вытесненного за один ход, на число ходов в единицу времени. Напор насоса объемного типа определяется сопротивлением внешней сети.

Поршневые и плунжерные насосы. Относятся к числу объемных, в которых перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер. Под *рабочей камерой* объемного насоса понимается ограниченное пространство, попеременно сообщаемое со входом и выходом насоса. Рабочий орган насоса, непосредственно вытесняющий жидкость из рабочих камер (или всасывающий жидкость в эти же камеры) называется *вытеснителем*.

Поршневые и плунжерные насосы различаются по следующим признакам:

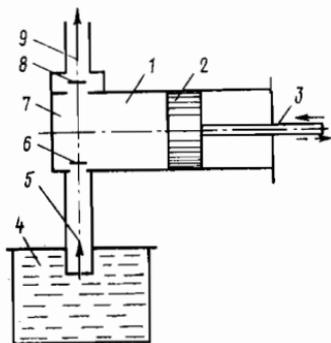


Рис. 2.6. Схема поршневого насоса одностороннего действия

— по характеру движения ведущего звена — прямодействующие, в которых ведущее звено совершает возвратно-поступательное движение (например, паровые прямодействующие), и вальновые, в которых ведущее звено совершает вращательное движение (кривошипные и кулачковые насосы);

— по числу циклов нагнетания, и всасывания за один двойной ход — одностороннего и двустороннего действия;

— по числу поршней или плунжеров — однопоршневые, двухпоршневые, трехпоршневые, многопоршневые.

На рис. 2.6 приведена простейшая схема однопоршневого насоса одностороннего действия. В цилиндре 1 совершает возвратно-поступательное движение поршень 2, соединенный штоком 3 с ведущим звеном насоса (на схеме не показано). К цилиндру присоединена клапанная коробка 7, в которой находятся всасывающий 6 и напорный 8 клапаны. Пространство между клапанами и поршнем является рабочей камерой насоса. К клапанной коробке снизу подведен всасывающий трубопровод 5, соединяющий насос с расходным резервуаром 4. Над клапанной коробкой находится напорный трубопровод 9.

В кулачковых поршневых (плунжерных) насосах (рис. 2.7, а) поршень (плунжер) 3 пружиной или иными средствами прижимается к кулачку (эксцентрику) 4. Ось вращения кулачка (точка O_1) смещена относительно его геометрической оси (точка O_2) на величину эксцентриситета e . При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение на величину пути $l = 2e$, при этом через всасывающий клапан 1 происходит всасывание, через напорный 2 — нагнетание.

Подача этих насосов такая же, как и обычных поршневых насосов одностороннего действия с шатунно-кривошипным механизмом. Для выравнивания подачи применяются насосы многопоршневые с числом цилиндров $z = 3 \div 11$ в одном ряду и со смещением фаз их рабочих циклов на угол $\varphi = 360/z$.

Схема трехцилиндрового насоса приведена на рис. 2.7, б. Кулачки с расположены в ряд на приводном валу; поршни b прижимаются к кулачкам с помощью пружин (последние на схеме не показаны).

Для достижения большей компактности насоса цилиндры часто располагают радиально с пересечением их осей в общем центре O (рис. 2.7, в). Поршни 1 в этих

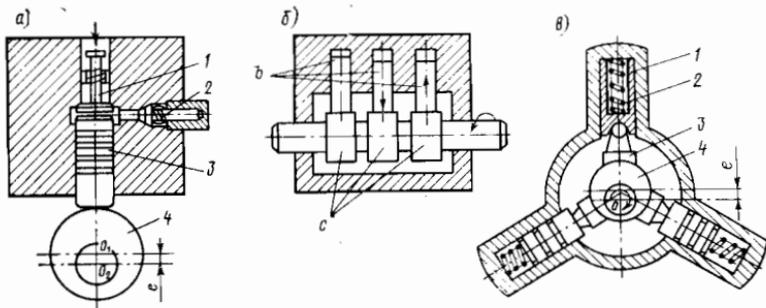


Рис. 2.7. Кулачковые поршневые насосы: а — одноцилиндровый; б — трехцилиндровый; в — радиальный трехцилиндровый

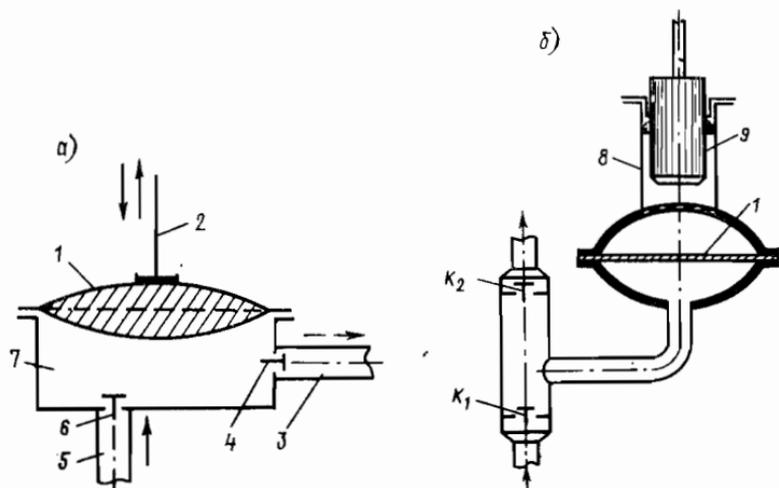


Рис. 2.8. Диафрагменный насос.

K_1, K_2 — клапана

насосах также приводятся в движение кулачком 4. Прижим поршней к кулачку осуществляется пружинами 2. Центр O вращения кулачка смещен относительно его геометрической оси на величину эксцентриситета e . Уменьшение контактного давления между поршнями и кулачком осуществляется с помощью башмаков 3. Насосы изготовляют в одно- и многорядном (не более пяти) исполнении. Распределение жидкости производится с помощью клапанов, которые на схеме не показаны.

На рис. 2.8, а представлена схема диафрагменного насоса. Диафрагма 1, выполненная из эластичного материала (резина, ткань, пропитанная лаком), герметизирует рабочую камеру 7, с которой всасывающий 5 и напорный 3 патрубки насоса сообщаются всасывающим 6 и напорным 4 клапанами. Диафрагма соединена со штоком 2, совершающим возвратно-поступательное движение.

В диафрагменном насосе, приведенном на рис. 2.8, б, клапанная коробка вынесена отдельно, а прогиб диафрагмы 1 осуществляется благодаря возвратно-поступательному движению плунжера 9 в цилиндре насоса 8, заполненном специальной жидкостью.

Диафрагменные насосы часто применяются для перекачивания жидкостей, сильно загрязненных различными примесями.

Крыльчатые насосы относятся к объемным с возвратно-поворотным движением рабочих органов. Наиболее распространенный — ручной крыльчатый насос двустороннего действия, известный под названием насоса Альвейлера (рис. 2.9).

В цилиндре 5 со всасывающим 3 и напорным 7 патрубками вмонтирована неподвижная диафрагма 4 с двумя всасывающими клапанами 2. На валу, который приводится в движение рукояткой, насажена крыльчатка 6, снабженная двумя напорными клапанами 1. При движении рукоятки слева направо жидкость всасывается в левую полость и нагнетается из правой полости, при движении справа налево правая полость становится всасывающей, левая — нагнетающей.

Подача ручных крыльчатых насосов составляет 35—220 л/мин. Развиваемое ими давление порядка 0,2—0,4 МПа.

Роторные насосы. Относятся к объемным, в которых вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер

в результате вращательного или возвратно-поступательного движения рабочих органов — вытеснителей.

Роторно-вращательные насосы по направлению перемещения перекачиваемой жидкости делятся на зубчатые и винтовые. К зубчатым относятся шестеренные и коловратные насосы.

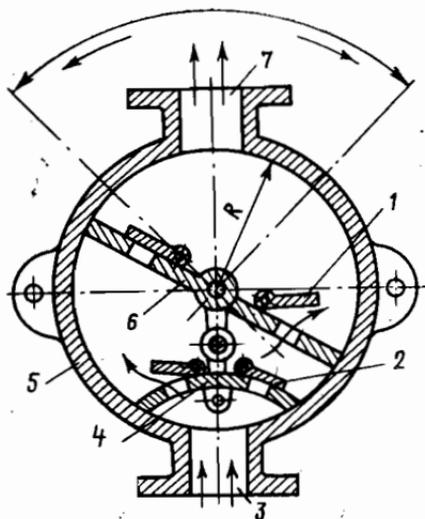
Роторно-поступательные насосы по виду рабочих органов делятся на шибберные и роторно-поршневые. Расположение рабочих камер в роторно-поршневых насосах может быть радиальным и аксиальным. Пластинчатые и радиальные насосы различаются по кратности действия за один оборот ротора. Аксиальные насосы в зависимости от расположения ротора могут быть с наклонным блоком или с наклонным диском.

Рабочая камера роторного насоса ограничивается поверхностями составных элементов насоса: статора, ротора и вытеснителя (одного или нескольких). В роторно-вращательных насосах вытеснители совершают только вращательное движение. К ним относятся зубчатые (шестеренные, коловратные) и винтовые насосы.

В зубчатых насосах рабочие камеры с жидкостью перемещаются в плоскости, перпендикулярной к оси вращения ротора, в винтовых насосах — вдоль оси вращения ротора.

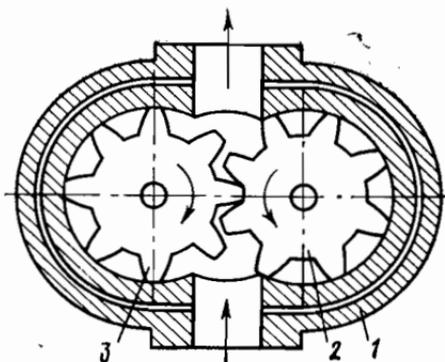
В роторно-поступательных насосах вытеснители одновременно совершают вращательное и возвратно-поступательное движение. Все роторно-поступательные насосы могут выполняться как в виде регулируемых машин, т. е. с изменяемым рабочим объемом, так и нерегулируемых. Все роторно-вращательные насосы нерегулируемые.

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Первые получили наибольшее распространение.



← Рис. 2.9. Крыльчатый насос

Рис. 2.10. Шестеренный насос внешнего зацепления



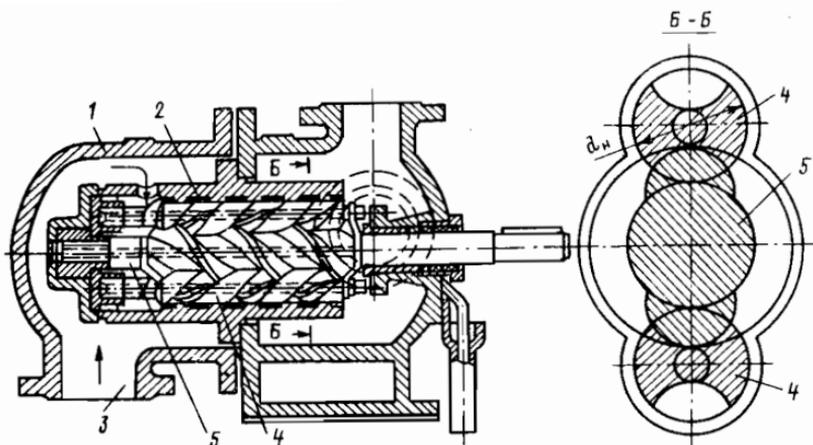


Рис. 2.11. Трехвинтовой насос

На рис. 2.10 приведена схема такого насоса. Он состоит из двух одинаковых шестерен — ведущей 2 и ведомой 3, помещенных в плотно охватывающем их корпусе — статоре 1. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заполняющая впадины между зубьями, перемещается из полости всасывания в полость нагнетания.

Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Для увеличения подачи иногда употребляются насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Для повышения давления жидкости применяются многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей ступени. Для отвода излишка жидкости в каждой ступени имеется перепускной (предохранительный) клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление.

Кроме насосов с прямозубыми шестернями выполняют насосы с косозубыми и шевронными шестернями.

Винтовые насосы в зависимости от числа винтов делят на одно-, двух-, трех- и многвинтовые. Наибольшее распространение получили трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением, имеющие ряд существенных достоинств: высоконапорность, равномерность подачи и бесшумность работы.

На рис. 2.11 приведена схема насоса, имеющего три двухзаходных винта, из которых средний 5 — ведущий и два других 4 — ведомые. При этом направление нарезки на ведущем и ведомом винтах противоположное. В корпусе 1 установлена обойма 2, залитая баббитом и сообщающаяся своими окнами с всасывающим патрубком 3. Винты, расположенные внутри обоймы с минимальными зазорами, при зацеплении образуют рабочие камеры, которые при вращении перемещаются вместе с жидкостью вдоль оси к напорному патрубку.

Пластинчатые насосы — разновидность шиберных, т. е. роторно-поступательных с вытеснителями в виде шиберов — пла-

стин. Пластинчатые насосы бывают однократного, двукратного и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемы и нерегулируемы. Насосы двукратного и многократного действия нерегулируемые.

На рис. 2.12, а приведена простейшая схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса — статоре 1, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, эксцентрично расположен ротор 2, представляющий собой цилиндр с прорезями (пазами), выполненными либо радиально, либо под небольшим углом к радиусу. В прорезях находятся прямоугольные пластины — вытеснители 3, которые при вращении ротора совершают относительно него вращательно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или специальных устройств пластины своими внешними торцами прижимаются к внутренней поверхности статора и скользят по ней. При вращении ротора в направлении часовой стрелки жидкость через окно, расположенное на периферии статора, поступает в насос из всасывающего патрубка 4 и через противоположное окно подается в напорный патрубок 6 (окна на рисунке не показаны). Рабочие камеры в насосе ограничиваются двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору. Для отделения всасывающей полости от нагнетательной в статоре имеются уплотнительные перемычки 5, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

В пластинчатом насосе двукратного действия подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды. Внутренняя поверхность статора в таком насосе имеет специальный профиль, сходный с эллиптическим, с двумя входными и двумя выходными окнами, расположенными диаметрально противоположно (рис. 2.12, б).

Роторно-поступательный насос, в котором вытеснители имеют форму поршней (плунжеров, шаров), а рабочие камеры ограничиваются вытеснителями в цилиндрических полостях ротора, называется *роторно-поршневым*. В радиальных роторно-поршневых насосах рабочие камеры расположены радиально по отношению к оси ротора.

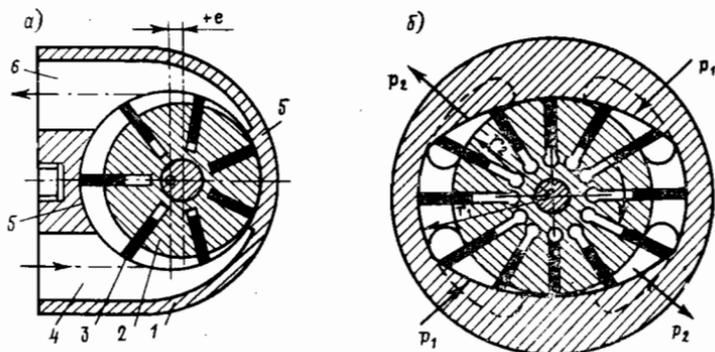


Рис. 2.12. Пластинчатые насосы: а — однократного действия; б — двукратного действия

Принципиальная схема регулируемого радиального роторно-поршневого насоса приведена на рис. 2.13.

Основными элементами его являются статор 1, цилиндрический блок-ротор 6, поршни (плунжеры) 4, выполняющие роль вытеснителей, статорное кольцо (или обойма) 2. Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось с уплотнительной перегородкой 5, на которой помещается вращающийся ротор. При вращении последнего в направлении, указанном стрелкой, рабочие камеры своими каналами поочередно соединяются с отверстием 3, через которое жидкость всасывается, и с отверстием 7, через которое она нагнетается.

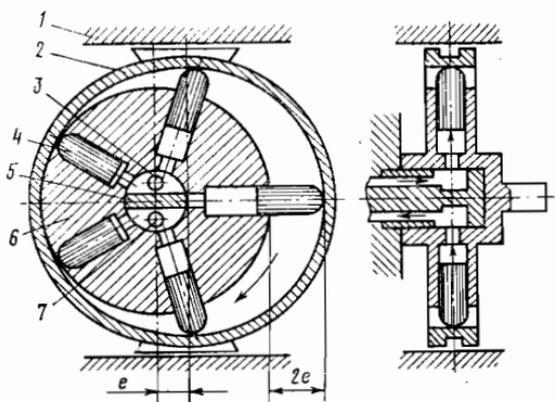


Рис. 2.13. Радиальный роторно-поршневой насос

При проходе рабочих камер насоса через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перегородкой. Прижим головок поршней к внутренней поверхности обоймы происходит либо под действием центробежных сил, либо под давлением жидкости, нагнетаемой в полость всасывания вспомогательным насосом, либо с помощью специальных пружин. При перемещении поршней от центра рабочие камеры соединяются с полостью всасывания, а при движении поршней к центру — с полостью нагнетания.

Роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих камер и вытеснителей или составляет с ними угол 45° , называется *аксиальным*. Аксиальные роторно-поршневые насосы бывают двух разновидностей: с наклонным блоком и с наклонным диском. В первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; во второй разновидности насосов оси ведущего вала и ротора совпадают.

Большее распространение, особенно в гидроприводах, получили насосы с наклонным блоком и с двойным несилковым карданом (рис. 2.14, а, б).

Упорный диск 5 жестко связан с валом 7 и шарнирно связан со сферическими головками шатунов 4. Другие сферические головки шатунов шарнирно заделаны в поршнях 3, которые совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров (роторе) 2. Последний приводится во вращение от вала 7 через двойной кардан 6. Подводящий и отводящий трубопроводы присоединены к неподвижному распределителю 1. При изменении наклона распределителя на угол γ относительно вала 7 изменяется ход каждого поршня и, следовательно, рабочий объем насоса.

Широкое распространение в последнее время получили также аксиальные роторно-поршневые насосы с наклонным блоком

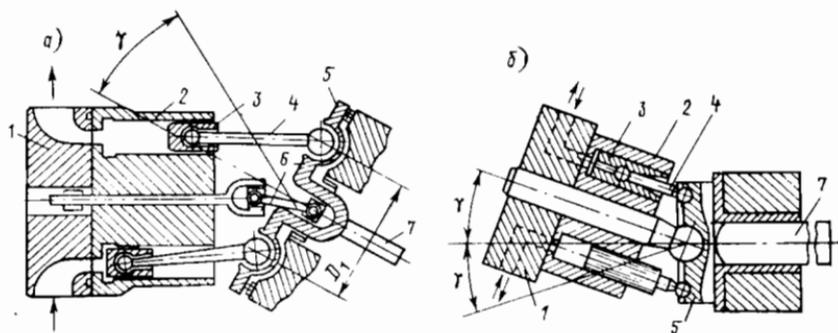


Рис. 2.14. Аксиальные роторно-поршневые насосы: а — с наклонными блоками; б — с наклонными дисками

бескарданного типа, в которых передача крутящего момента на ротор осуществляется шатунами, входящими внутрь поршней.

Струйные насосы. Это динамические насосы трения, в которых поток перекачиваемой жидкости перемещается благодаря механическому воздействию на него другого (рабочего) потока той же или иной жидкости, обладающей большей удельной кинетической энергией. Различают две разновидности струйных насосов: эжекторы и инжекторы.

В *эжекторах* оба потока — рабочий (эжектирующий) и перекачиваемый (эжектируемый) — потоки одной и той же жидкости. Если это вода, то насос называют *водоструйным*.

В *инжекторах* рабочим потоком служит поток пара или газа, а перекачивается жидкость.

На рис. 2.15 приведена одна из возможных схем струйного насоса. Рабочая жидкость под большим напором в количестве Q_1 поступает по трубе 1 к соплу 2, из которого вытекает в цилиндрическую камеру смешения 3. Перекачиваемая жидкость с расходом Q_2 подводится (или подсасывается) по трубе 5 в камеру 6, а затем через сопло 7 поступает в камеру 3. В последней происходит смешение двух потоков — рабочего и перекачиваемого — и передача части кинетической энергии от первого ко второму. В результате этого давление вдоль камеры смешения постепенно увеличивается. В диффузоре 4 кинетическая энергия суммарного потока $Q_1 + Q_2$ частично преобразуется в энергию давления жидкости, и рост давления вдоль потока продолжается.

Струйные насосы удобны тем, что позволяют обходиться без двигателя и подвижных частей. Они надежно работают с загрязненными и агрессивными жидкостями, а иногда

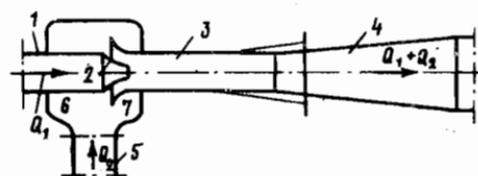


Рис. 2.15. Струйный насос

используются одновременно и как смесители. Часто струйные насосы применяют в качестве вспомогательных насосов подкачки для повышения давления во всасывающей линии основного

насоса (например, центробежного). При этом рабочая жидкость подводится из напорной линии этого основного насоса.

2.4. Электронасосы

Примерная конструкция бессальникового герметичного водяного центробежного насоса с *сухим статором* показана на рис. 2.16. Асинхронный электродвигатель трехфазного переменного тока с короткозамкнутым ротором комплектуется в одном блоке

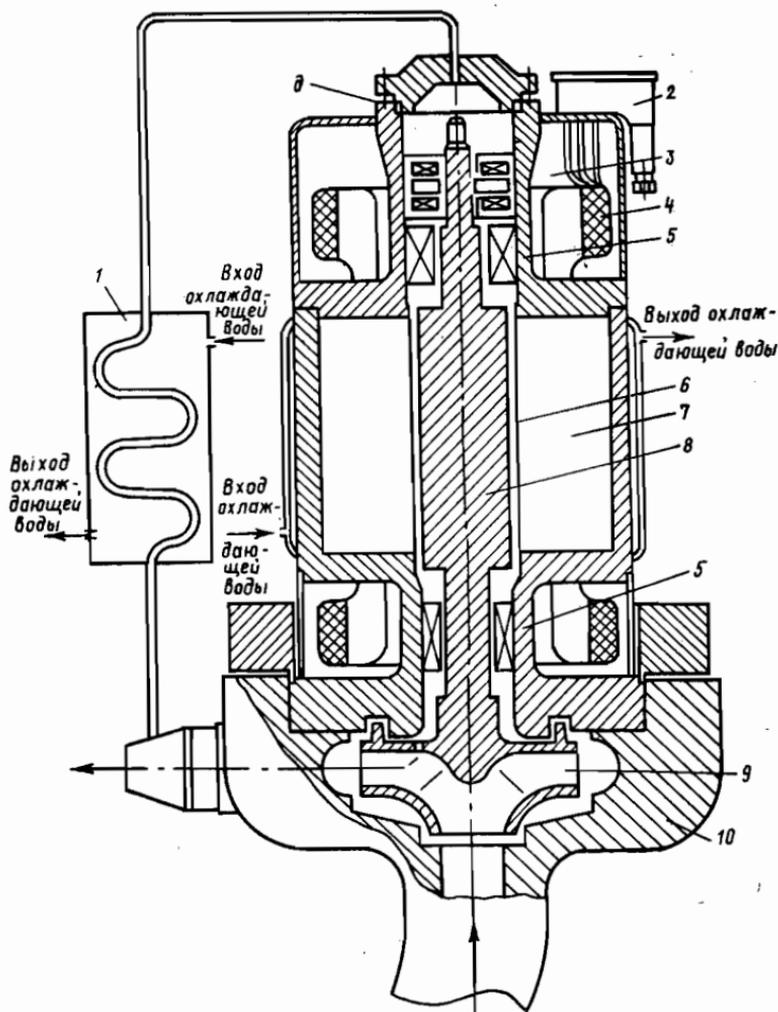


Рис. 2.16. Конструктивная схема герметичного насоса с сухим статором:

1 — холодильник; 2 — клеммная коробка; 3 — осевой подшипник; 4 — обмотка статора; 5 — радиальный подшипник; 6 — статорная перегородка; 7 — статор; 8 — ротор; 9 — рабочее колесо; 10 — корпус

с насосом, представляя собой единый агрегат. Тонкостенная металлическая перегородка, установленная в зазоре между статором и ротором, герметически разделяет полости статора и ротора. Статор сухой и может находиться под атмосферным или избыточным давлением воздуха или инертного газа. Принцип действия насоса по этой схеме заключается в следующем. При подключении обмотки статора к источнику трехфазного переменного тока создается вращающееся магнитное поле. Это поле, действуя на ротор через перегородку, индуцирует в нем э. д. с. Под действием э. д. с. в «беличьей клетке» ротора возникают электрические токи, взаимодействие которых с вращающимся магнитным потоком создает крутящий момент, преодолевающий момент сопротивления на валу насоса.

Таким образом, в отличие от насоса обычного исполнения, в котором вращающий момент механически передается от электропривода, располагаемого вне насоса, через вал, уплотняемый сальником, в бессальниковом герметичном насосе энергия статора к ротору встроенного электродвигателя передается индуктивно, через перегородку, которая герметически разделяет статорную и роторную полости. В этом случае статор электродвигателя остается сухим, защищенным от попадания в него перекачиваемой насосом жидкости, находящейся под давлением. Ротор двигателя вращается в рабочей жидкости (в воде), опираясь на подшипники, выполненные из специальных антифрикционных материалов и смазываемые и охлаждаемые той же жидкостью (водой).

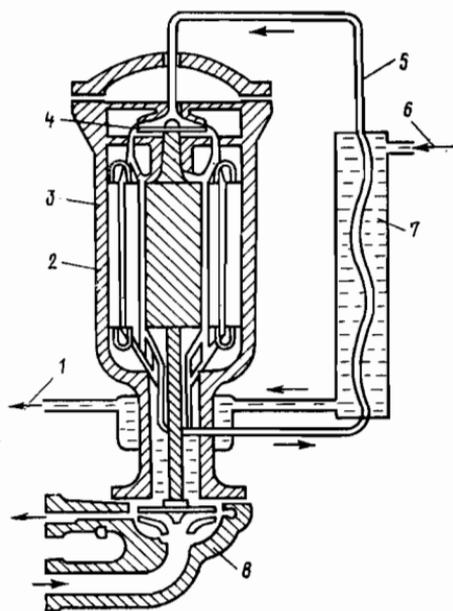


Рис. 2.17. Насос с мокрым статором:

1 — выход охлаждающей воды; 2 — статор; 3 — ротор; 4 — подшипник; 5 — подвод охлаждающей воды; 6 — вход охлаждающей воды; 7 — холодильник; 8 — корпус

Рабочее колесо насоса (крыльчатка) насаживается на вал ротора в большинстве случаев консольно. Таким образом, вал ротора электродвигателя одновременно является валом насоса и вращается в герметичном замкнутом объеме, находящемся под рабочим давлением перекачиваемой жидкости. Тем самым достигается полная герметичность роторной полости и не требуется уплотнение вала. Протечек рабочей жидкости в атмосферу в таком герметичном насосе практически нет.

Рабочее колесо насоса (крыльчатка) насаживается на вал ротора в большинстве случаев консольно. Таким образом, вал ротора электродвигателя одновременно является валом насоса и вращается в герметичном замкнутом объеме, находящемся под рабочим давлением перекачиваемой жидкости. Тем самым достигается полная герметичность роторной полости и не требуется уплотнение вала. Протечек рабочей жидкости в атмосферу в таком герметичном насосе практически нет.

Основная техническая трудность, присущая данному типу насосов, — обеспечение надежности герметизации статора (защита от попадания воды на изоляцию его обмотки) с помощью тонкой (0,5 мм) металлической статорной перегородки.

Конструкция электродвигателя в герметичных насосах с *мокрым статором* и ротором выполнена так, что статор и ротор, а также подшипники все время находятся в воде (рис. 2.17).

Насос и электродвигатель заключены в единый прочноплотный корпус, рассчитанный на необходимое давление. Какие-либо протечки перекачиваемой среды в атмосферу исключены полностью. Корпус заполнен водой, которая прокачивается вспомогательной крыльчаткой через холодильник и служит для смазки и охлаждения подшипниковых опор, для охлаждения статора и ротора электродвигателя, работающих в воде.

Изоляция обмотки статора выполнена водонепроницаемой, вводы тока прочноплотными, т. е. выдерживающими расчетное рабочее давление, и герметичными. Рабочее колесо центробежного насоса насажено на консольный конец вала ротора мотора. Вал ротора вращается в двух радиально-опорных подшипниках скольжения специальной конструкции. Осевые усилия, действующие на ротор от неуравновешенных гидравлических сил, воспринимаются упорным подшипником скольжения.

На рисунке показана сильно вытянутая, охлаждаемая снаружи холодной водой горловина, которая обеспечивает тепловой барьер и снижает до минимума перетечки горячей воды из корпуса насоса в полость статора, к подшипникам и ротору. Такой тепловой барьер применяется для того, чтобы автономный циркуляционный контур охлаждения электродвигателя мог лучшим образом обеспечить низкую (40—60 °С) температуру воды в мокром статоре, водостойкая изоляция обмотки которого нетеплостойкая.

Для снижения потока теплоты от насоса к статору за счет теплопроводности вала его консольная часть на большей длине просверлена.

По сравнению с герметичными насосами с сухим статором и статорной перегородкой эти насосы имеют более высокий КПД главным образом благодаря отсутствию статорной перегородки и связанных с ней потерь мощности.

Г Л А В А 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Лопастные насосы различаются по следующим показателям:
— по подаче — малой (до 20 м³/ч), средней (от 20 до 60 м³/ч) и большей (свыше 60 м³/ч);

— по напору — низкого давления (до 0,5 МПа) и высокого давления (свыше 5 МПа);

— по коэффициенту быстроходности — тихоходные (40—80), нормальные (80—150), быстроходные (150—300) и осевые (500—1000);

— по числу колес и соединению их проточных частей — одноступенчатые и многоступенчатые (с последовательным, параллельным и параллельно-последовательным соединением проточных частей);

— по способу подвода жидкости к колесу насоса — односторонние и двусторонние;

— по преобразованию кинетической энергии на выходе — со спиральной камерой с диффузором или с лопаточным направляющим аппаратом;

— по конструкции корпуса — однокорпусные с горизонтальным или вертикальным разъемом и секционные;

— по расположению оси рабочего колеса — горизонтальные (консольные и двухопорные роторы) и вертикальные;

— по всасывающей способности — с самовсасыванием (с приспособлением для создания вакуума во всасывающем трубопроводе в период пуска) и без самовсасывающего приспособления;

— по роду перекачиваемой жидкости — вода (пресная, морская); вязкие жидкости (масла, жидкие топлива, кислоты).

3.1. Конструктивные модификации

Число конструктивных модификаций насосов велико. Однако есть признаки, которые определяют принципиальное отличие одной конструкции от другой. К ним относятся:

— способ соединения валов насоса и привода — с помощью эластичной муфты; вал насоса и привода общий (сплошной или составной);

— способ разъема корпуса насоса — по оси вала; в плоскости, перпендикулярной к оси вала;

— способ герметизации внутренней полости насоса.

Насосы с эластичной муфтой имеют собственные подшипники (как правило, качения), располагаемые либо с обеих сторон корпуса (рис. 3.1 и 3.2), либо только со стороны муфты (рис. 3.3). Нижний выносной подшипник качения вообще нежелателен в насосах ввиду большей вероятности выхода из строя из-за попадания в него влаги и воды; кроме того, при длительном бездействии насоса вода может вытечь из корпуса через нижний сальник, что приведет к повреждению насоса. Для вертикальных насосов предпочтительнее конструкция с одним сальником, располагаемым сверху, так как нижний набивочный сальник неудобно регулировать, а при торцовом уплотнении труднее контролировать наличие утечек.

Насос с консольно расположенным колесом упрощает конструкцию корпуса, дает возможность применить один сальник и улучшить всасывающую способность, если вал не проходной.

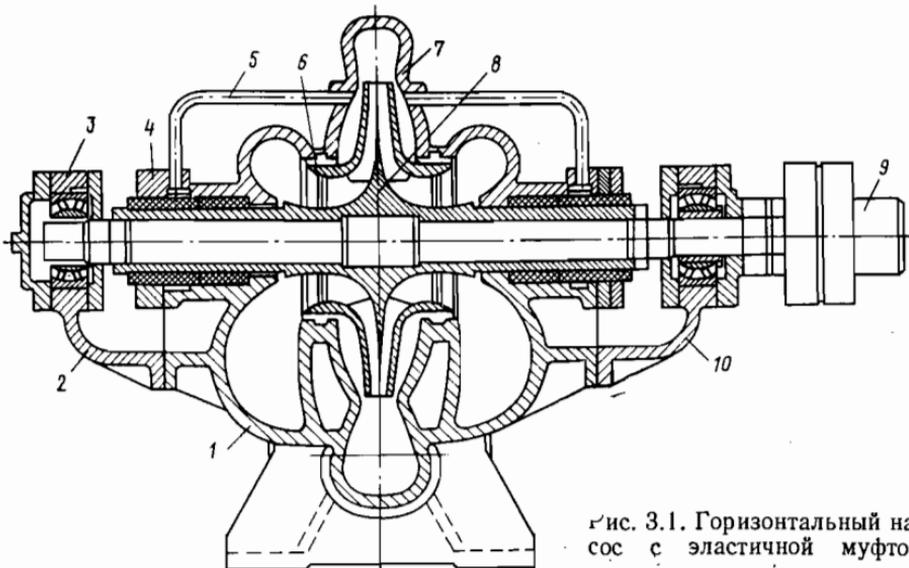


Рис. 3.1. Горизонтальный насос с эластичной муфтой

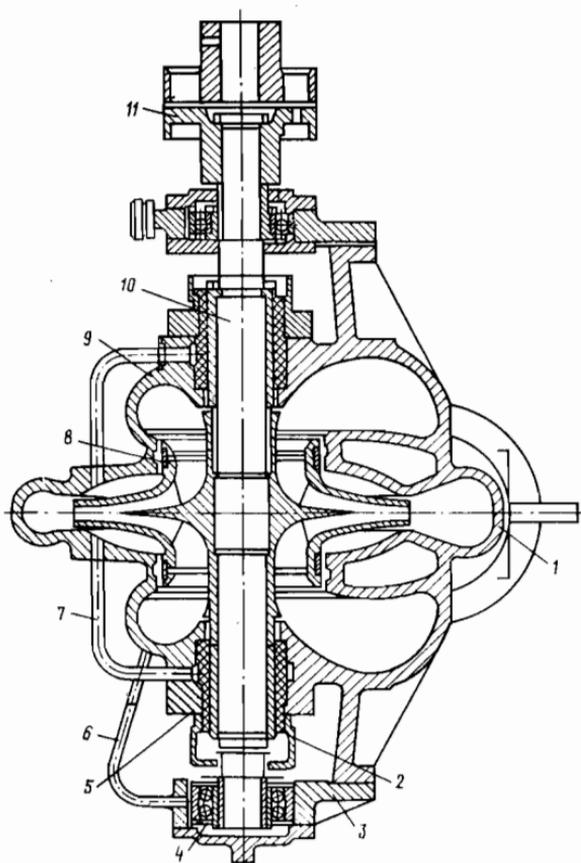


Рис. 3.2. Вертикальный насос с эластичной муфтой

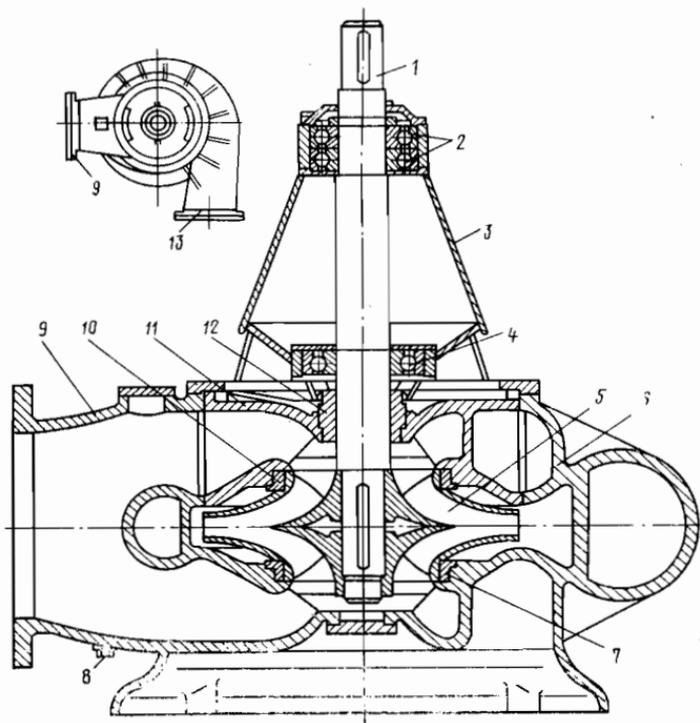


Рис. 3.3. Консольный насос с эластичной муфтой

Чтобы уменьшить осевой размер насоса и отказаться от нижнего сальника, во многих насосах ставят внутренний нижний подшипник скольжения, смазываемый перекачиваемой средой или средой, подводимой извне (например, консистентной смазкой).

Большинство изготавливаемых до настоящего времени насосов с гибкой муфтой имеют корпус с разъемом по оси вала и отлитыми за одно целое с основной частью патрубками, что позволяет производить разборку без демонтажа трубопровода и снятия электродвигателя.

Рассмотрим конструкцию насоса, изображенного на рис. 3.1. Это горизонтальный центробежный насос 12ДН-7А, предназначенный для перекачивания нефтепродуктов и морской воды.

Основные детали насоса: корпус 1 с крышкой 7, имеющий разъем в горизонтальной плоскости; бронзовое рабочее колесо 8 с двусторонним подводом жидкости, вал, подшипниковые узлы 2, 10 и уплотнения 4. Всасывающий и напорный патрубки выполнены за одно целое с нижней частью корпуса насоса и расположены горизонтально под углом 180° один к другому в плоскости, перпендикулярной к оси вала насоса. Это позволяет разбирать и осматривать насос без демонтажа трубопровода. Корпус насоса и крышка изготовлены из латуни ЛЦ16К4, рабочее колесо — из бронзы Бр.03Ц7С5Н1, вал — из стали Х18Н10Т. Ротор насоса вращается в сферических роликовых подшипниках 3, смазываемых консистентной смазкой. Случайные осевые усилия, которые могут возникнуть в про-

цессе работы насоса, воспринимаются подшипником, расположенным на свободном конце вала.

Для предотвращения утечек из рабочей плоскости имеются двойные торцовые уплотнения 4 с парой трения графит—стеллит и уплотнительные кольца 6. В камеру уплотнения подается вода, циркулирующая которой в замкнутом контуре камеры обеспечивается импеллером. Вал насоса соединен с промежуточным валом привода посредством упругой муфты 9. Охлаждение уплотнений производится перекачиваемой жидкостью по трубе 5.

Насос, показанный на рис. 3.2, является модификацией рассмотренного выше насоса, но в отличие от него имеет вертикальное расположение вала с муфтой 11 на его верхнем конце. Корпус 1 насоса имеет разъем в вертикальной плоскости. Приемный и напорный патрубки отлиты за одно целое с корпусом и направлены перпендикулярно к оси насоса. Это позволяет производить его ремонт без отсоединения трубопроводов.

Рабочее колесо с двусторонним подводом посажено на вал 10 со шпонкой и закреплено от аксиального смещения круглыми гайками. Для уменьшения утечек перекачиваемой жидкости из спирального канала на входе в рабочее колесо установлены уплотнительные кольца 8, одно из каждой пары которых расположено на рабочем колесе, а другое — в корпусе 1 или крышке 9 насоса. Концевые уплотнения 5 — двойные торцовые с парой трения графит — стеллит, имеют сборник утечек 2. Для охлаждения и смазки пары трения по трубе 7 в уплотнение подается пресная вода под давлением, на одну атмосферу превышающим давление на всасывании.

Вал насоса, вращающийся в шариковых подшипниках, защищен бронзовыми втулками. Осевые усилия в насосе воспринимаются нижним сферическим подшипником 4, установленным на кронштейне 3 у нижнего кольца вала. Смазка в подшипник подается по специальному трубопроводу 6. Материалы основных деталей насоса те же, что и в случае горизонтального варианта, за исключением вала, который выполнен из стали X18H9T.

Эти насосы имеют большие габариты и массу и поэтому для обеспечения жесткости больших вертикальных насосов требуются дополнительные стойки, соединяющие фланец фонаря с нижним опорным фланцем корпуса насоса.

Собственные подшипники, особенно внутренний подшипник скольжения, и муфта — дополнительные источники возможных неполадок. В связи с этим требуются тщательный уход и наблюдение за насосом.

Корпус с разъемом по оси вала делает более вероятным несовпадение полостей всасывающей и напорной спиралей в корпусе и крышке, усложняет отливку и обработку плоскости разъема, а также сборку насоса, увеличивает объем механической обработки, что в целом приводит к удорожанию насоса. Неправильный подбор толщины прокладки в плоскости разъема, особенно вероятный в судовых условиях, может привести либо к чрезмерному зажиму и деформации уплотнительных колец, либо к нарушению плоскости их посадки в корпус. В насосах с разъемным по оси вала корпусом труднее обеспечить необходимую плотность, особенно при высоком давлении или разрежении.

На рис. 3.3 представлена одна из наиболее современных и перспективных конструкций крупного вертикального грузового насоса фирмы KSB с консольным расположением рабочего колеса и подачей около 5000 м³/ч.

Всасывающий 9 и напорный 13 патрубки отлиты совместно с корпусом 6 насоса и расположены перпендикулярно к оси вала 1 под углом 90° один к другому. Внутренняя полость корпуса выполнена в виде двойного спирального канала, постепенно переходящего в напорный патрубок. В крышке 11 корпуса сделан канал полуспирального подвода к верхней половине рабочего колеса 5. Другой полуспиральный подвод расположен симметрично в нижней части корпуса, где предусмотрена пробка 8 для слива остатков перекачиваемой жидкости при длительной остановке насоса.

Рабочее колесо — двустороннего всасывания — закреплено на валу с помощью шпонки и круглых гаек. В корпусе и колесе установлены уплотнительные кольца 7 и 10. Вал размещен в радиальном 4 и двух радиально-упорных шариковых подшипниках 2, установленных в сварном фанаре 3. Для уплотнения вала в крышке имеется одинарное торцовое уплотнение 12. Его охлаждение и смазка осуществляются перекачиваемой жидкостью, отбираемой из напорной полости насоса.

Насосы с жесткой муфтой (рис. 3.4, а) отличаются тем, что у них либо вообще нет подшипников, либо имеется направляющий подшипник скольжения, иногда совмещаемый с грундбуксой сальника. Сохраняя достоинства насоса с эластичной муфтой, эти насосы имеют свои преимущества: так, у них нет подшипников, несущих нагрузку, нет уязвимых элементов муфты, меньше габариты и масса.

Данный насос отличается следующими особенностями: бронзовый корпус не имеет разъема по оси вала и состоит из верхней части 1, за одно целое с которой отлиты всасывающий патрубок и фланец для крепления двигателя, совмещенный с фланцем крепления к фундаменту. Нижняя часть 4 корпуса имеет спираль с отлитым напорным патрубком и корпусом подшипника скольжения 3 с баббитовым вкладышем, который смазывается конси-

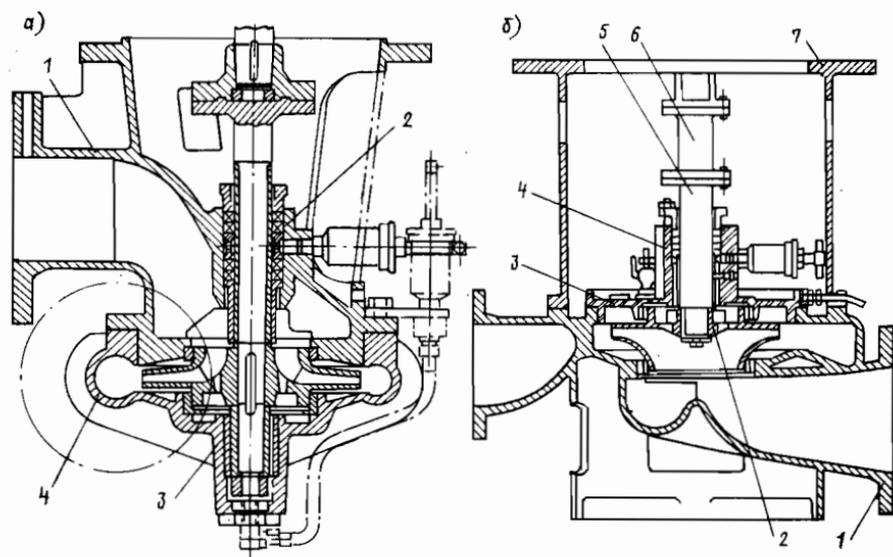


Рис. 3.4. Насос с жесткой муфтой

стентной смазкой, подаваемой также к набивочному сальнику 2. Вал из алюминиевой бронзы соединен с валом электродвигателя посредством откованного с ним за одно целое фланца.

Следует отметить, что отсутствие гибкого элемента между валом насоса и валом привода вынуждает проводить особенно тщательную центровку. К электродвигателю насоса с жесткой муфтой предъявляют повышенные требования, а именно: его подшипники должны быть рассчитаны на восприятие возникающих в насосе осевых и боковых усилий (во многих электродвигателях подшипник роликовый, способный воспринимать повышенные боковые усилия), точность обработки должна быть высокой.

Есть насосы, у которых корпус не имеет разъема по оси вала, а для возможности извлечения ротора насоса без снятия электродвигателя между валом насоса и валом двигателя установлен промежуточный вал (рис. 3.4, б).

За одно целое с корпусом 1 отлиты два диаметрально противоположно расположенных всасывающих патрубка и напорный (при двух патрубках под углом 90° к ним), что создает большие удобства в расположении насоса на судне. Рабочее колесо 2 посажено консольно на валу 5 и обращено всасывающим отверстием вниз. Из-за больших размеров консоли в насосе предусмотрен совмещенный с грундбуксой сальник и достаточно большой длины подшипник 4 из свинцовой бронзы, смазываемый водой или консистентной смазкой в зависимости от рабочей среды.

Имеется возможность установки направляющего аппарата, при удалении которого может быть использовано рабочее колесо большего диаметра. Благодаря этому значительно расширяются пределы напоров, обеспечиваемых насосом.

Для разборки насоса после снятия промежуточного вала 6 необходимо отдать болты крепления верхней крышки 3 к корпусу насоса и затем, подняв ротор вместе с крышкой, отвести его в сторону через окно большого размера в фонаре 7. Рабочее колесо имеет большой входной диаметр, малую входную скорость и, следовательно, хорошую всасывающую способность.

Насосы с неразъемным по оси вала корпусом, особенно при креплении нижним опорным фланцем к фундаменту, очень удобны для расположения на судне, так как благодаря возможности разворота агрегата или насоса относительно фонаря могут быть обеспечены наиболее благоприятное размещение всасывающего и напорного трубопроводов и удобство в обслуживании.

Моноблочные насосы — это насосы с жесткой муфтой 1 и рабочим колесом 3, насаженным консольно на удлиненный конец вала 4 электродвигателя. У моноблочного насоса, показанного на рис. 3.5, крышка корпуса 2 выполнена отъемной, и поэтому при разборке насоса не требуется демонтаж всасывающего и напорного трубопроводов, расположенных на одной линии.

Достоинства моноблочной конструкции — в ее компактности, минимальных габаритах, массе, меньшем количестве запчастей, дешевизне, простоте центровки, большей надежности из-за минимального количества изнашиваемых деталей и небольшой консоли, в возможности расположения насоса с любым направлением оси вала. При такой конструкции насоса электродвигатель должен

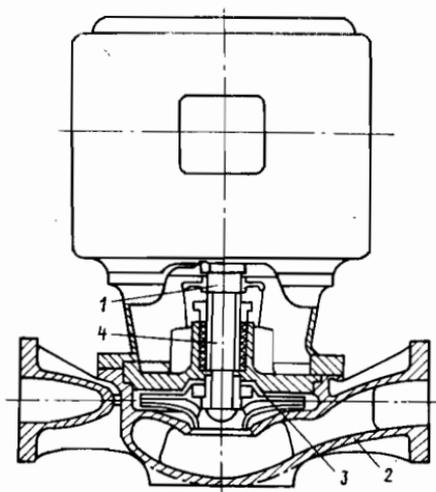


Рис. 3.5. Моноблочный насос

иметь удлиненный конец вала для посадки рабочего колеса, изготовленный из антикоррозионного материала или надежно защищенный от контакта с агрессивной перекачиваемой средой.

Недостаток моноблочных насосов — необходимость снятия электродвигателя при разборке. К числу недостатков можно отнести и невозможность применения для данного насоса другого электродвигателя, отличающегося исполнением, мощностью, родом тока и частотой вращения.

Герметичные насосы (бес-сальниковые) являются особым типом лопастного насоса (центробежного, осевого, вихревого), у которого приводной электродвигатель, как и насос, заполнен обычно перекачиваемой жидкостью. При таком конструктивном исполнении нет необходимости в сальниковом уплотнении, так как вал не выступает наружу.

Ввиду специфического исполнения двигателя и необходимости обеспечения абсолютной надежности насоса (в частности, из-за трудности его осмотра и разборки) герметичный электронасос дороже насоса в обычном исполнении и его стоимость тем выше, чем выше давление и температура среды и чем она токсичней. Такие насосы применяются главным образом для перекачивания теплоносителя и различных токсичных сред в холодильных установках, горячей воды в котлах с принудительной циркуляцией, особенно под большим вакуумом (когда недопустимо попадание воздуха в воду и затруднено уплотнение вала), сжиженных газов и др.

Рассмотрим более подробно конструктивные особенности насосов различных судовых систем.

3.2. Питательные насосы

Главных питательных насосов на судне должно быть не менее двух (один резервный). Устанавливается также отдельный стояночный насос уменьшенной подачи. Для вспомогательных и утилизационных котлов обычно предусматривают один насос. Котлы с принудительной циркуляцией должны обслуживаться не менее чем двумя циркуляционными насосами, один из которых резервный.

Максимальная подача составляет 130—160 % номинальной подачи котла или группы котлов, обслуживаемых насосом; для

котлов с автоматическим регулированием — не менее 1,15 их расчетной подачи. Номинальная подача турбопитательных насосов, снабженных регулятором давления, находится в пределах 0,8—1,0 номинальной подачи котла.

Давление нагнетания составляет 1,2—1,3 давления в барабане котла.

Питательные насосы строят горизонтальными многоступенчатыми (три и больше ступеней) или одноступенчатыми (подача 15—90 м³/ч, напор 500 м вод. ст. и выше) с турбо- или электроприводом. Частота вращения 50—250 с⁻¹ и выше.

Конструктивные модификации многоступенчатых насосов:

— спиральные с горизонтальным разъемом корпуса; приемные полости рабочих колес расположены на противоположных сторонах;

— с направляющим аппаратом на выходе, не имеющие горизонтального разъема.

Осевое давление уравнивается разгрузочной гидравлической пятой. Корпуса насосов изготовляют из чугуна (с добавкой никеля и молибдена), стали или бронзы, рабочие колеса — из бронзы или нержавеющей стали, валы — из легированной стали (1X13, 2X13, хромоникелевой).

К питательным насосам предъявляются высокие требования по следующим показателям:

— экономичности в большом интервале изменения подачи, так как эти насосы являются одним из наиболее мощных и непрерывно действующих вспомогательных механизмов;

— устойчивости работы во всем диапазоне изменения подачи;

— кавитационным характеристикам, ввиду ограниченности подпора (когда бустерные насосы не устанавливаются) и большой частоты вращения;

— надежности работы при нулевом расходе на питание котла.

На рис. 3.6 показан типовой питательный турбонасос в горизонтальном исполнении с водяными подшипниками. Все вращающиеся детали расположены в одном для турбин и насоса корпусе 6. Паровая турбина — одноступенчатая, с двухвенечным колесом 7, консольно насаженным на вал посредством специальной муфты 9, у которой на торцовых конических поверхностях имеются шлицы, входящие в соответствующие пазы на торцах турбинного диска и вала (муфта с диском крепится болтом 8). Этот тип муфты обеспечивает надежность центровки, легкую разборку и сборку турбины, уменьшает передачу теплоты от диска к валу.

Насос состоит из консольно насаженного на вал рабочего колеса 2 с односторонним всасыванием, на периферии которого расположен направляющий аппарат 1, обеспечивающий кроме хороших гидравлических качеств отсутствие бокового усилия на рабочее колесо и, следовательно, на подшипник. Разгрузка насоса от осевого усилия осуществляется с помощью разгрузочного устройства, совмещенного с уплотнительным кольцом 3 на стороне заднего диска рабочего колеса. Вал насоса из нержавеющей стали вращается в двух подшипниках скольжения, смазываемых водой. Втулки 5 подшипников изготовлены из стали, покрытой слоем пористой бронзы, поры которой пропитаны фторопластом. Части вала насоса, находящиеся в подшипниках, хромированы.

Насос снабжен также быстрозапорным паровым клапаном, который закрывается автоматически от передаваемого через рычажную систему импульса,

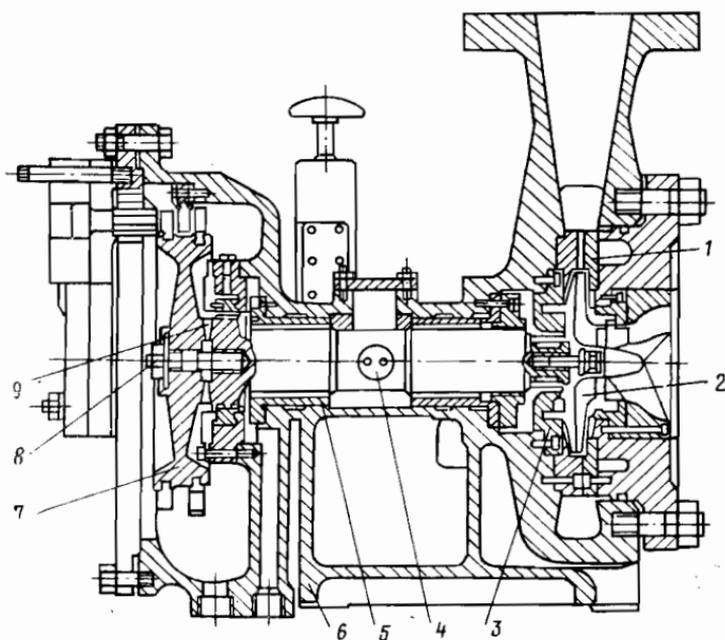


Рис. 3.6. Питательный насос с водяными подшипниками

получаемого от предельного регулятора безопасности бойкового типа. Боек 4 регулятора безопасности расположен на валу посредине между подшипниками. Изменение регулирования подачи насоса осуществляется на линии нагнетания насоса регулятором постоянного давления или регулятором разности давлений.

Конструкция данного типа насоса имеет следующие основные особенности:

- при консольном расположении колес турбины и насоса межцентровое расстояние между подшипниками может быть очень небольшим, что позволяет сохранить жесткость вала при высокой частоте вращения;

- высокая частота вращения дает возможность повысить окружную скорость облопатывания турбины при небольшом наружном диаметре диска и тем самым увеличить отношение u/c_0 (c_0 — абсолютная скорость), влияющее на экономичность; увеличение экономичности достигается также при отсутствии потерь мощности в сальниках и уменьшении потерь в подшипниках;

- увеличение частоты вращения, способствующее уменьшению числа ступеней насоса и повышению экономичности, создает трудности в обеспечении надежных условий всасывания, если учитывать ограниченность располагаемого геометрического подпора и при условии отказа от бустерного насоса.

Насосы имеют кавитационный коэффициент быстроходности $S = 1500 \div 2200$. Такие большие значения S обеспечиваются следующими условиями: малыми скоростями на входном отвер-

сти колеса (4 вместо 8—10 м/с), а также на входной кромке лопаток; отсутствием проходного вала и вызываемого им стеснения сечения и закручивания потока; установкой на входе направляющих ребер и обтекателя; тщательной обработкой и высокой чистотой поверхности проточной части.

В данной конструкции подшипники и система водяной смазки подшипников — наиболее ответственные узлы.

Основной тип питательного насоса вспомогательного котла — многоступенчатый центробежный электронасос. Чем меньше подача, больше напор и чем более высокие требования предъявляются к насосу по экономичности, тем большим должно быть число ступеней, от количества которых зависит коэффициент быстроходности n_3 . Для этих насосов главное — простота регулирования, постоянство давления и возможность непосредственного соединения с приводом. Применяют также насосы вихревые и центробежно-вихревые.

Центробежные насосы высоконапорные выполняются вертикальными. Типовая конструкция многоступенчатого вертикального насоса показана на рис. 3.7. Насосы такого типа применяют и в качестве главных питательных.

Этот насос с двойным корпусом; во внешнем цилиндрическом корпусе 7 расположен корпус, собранный из отдельных секций 9, стянутых анкерными бол-

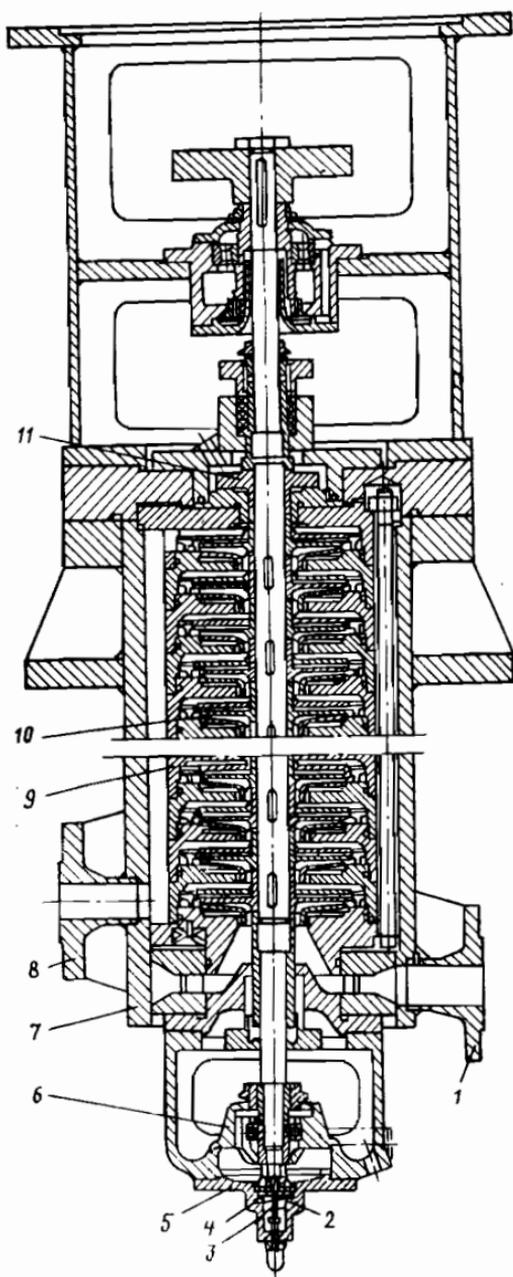


Рис. 3.7. Многоступенчатый питательный насос

Таблица 3.1

Технические характеристики питательных турбонасосов

Характеристика	ПТН 20-35-25	ПТН 55/80	ПН 105/120	ПТ 220/73-30	ПТН 105/115
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	0,0055 (20)	0,022 (80)	0,025 (80)	0,061 (220)	0,029 (105)
Напор, м вод. ст.	350	550	130	750	115
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	216,6 (13 000)	100 (6000)	116,6 (7000)	80,8 (7 000)	9,3 (560)
Перекачиваемая среда	Пресная вода				
Температура среды, °С	50—70	133	110	138	138
Давление пара, МПа	2,5	4,0	—	2,9	2,4
Температура пара	330	290	—	290	3,90
Противодавление пара, МПа	0,1	0,3	—	0,1	0,26
Расход пара, кг/ч	1 000	3400	—	10 500	8500
Масса агрегата, кг	450	1250	1443	4 900	2100
Размеры, мм:					
высота (длина)	970	1237	1600	2 800	1600
в плане	820×660	∅ 1122	1150—950	1530×920	∅ 1320
входного патрубка	70	125	150	200	150
выпускного патруб- ка	50	100	150	175	150
патрубка подвода пара	—	50	—	70	—
патрубка выпуска пара	—	125	—	250	—
Тип насоса	ВЦ1с *	ВЦ3с *	ГЦ4с *	ГЦ4с *	ГЦ4сБс *

* См. примечание к табл. 3.2.

Таблица 3.2

Технические характеристики питательных насосов с электроприводом

Характеристика	ЭПНМ 3/70	ЭПНМ 2/70	ЭПН 12,5/160	ЭПН 12,5/200
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	0,0008 (3)	0,0005 (2)	0,0034 (12,5)	0,0034 (12,5)
Напор, м вод. ст.	70	70	160	200
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	47,7 (2870)	47,7 (2870)	48,3 (2900)	48,3 (2900)
Коэффициент быстроход- ности	12	10	14	12

Характеристика	ЭПМ 3/70	ЭПМ 2/70	ЭПН 12,5/160	ЭПН 12,5/200
Кавитационный запас, м	—	—	5	5
Вакуумметрическая вы- сота всасывания, м	2 (при 85 °С); 3 (при 30 °С)	2 (при 85 °С); 3 (при 30 °С)	—	—
Перекачиваемая среда	Пресная вода			
Тип электродвигателя	АОМ42-2	АОМ41-2	АО2-62-2М	АО242-2М
Мощность, кВт	4,5	3,2	17	17
Напряжение, В	220/380	220/380	380	380
Масса электронасоса, кг	77,5	70	730	735
Исполнение электродви- гателя	ВЗ		БЗ	
Размеры, мм:				
высота (длина) агре- гата	450	450	1660	1660
в плане	289×238	289×238	240×645	640×645
диаметр входного па- трубка	25	25	80	80
диаметр выходного патрубка	20	20	50	50
Тип насоса	ГЦВ1с	ГЦВ1с	ВЦМс2к	ВЦМс2к
Характеристика	ЭПН 16/350	ЭПН 20/200	ЭПН 20/350	ЭПН 32/350
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	0,0044 (16)	0,0055 (20)	0,0055 (20)	0,0088 (32)
Напор, м вод. ст.	350	200	350	350
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	48,3 (2900)	48,3 (2900)	48,3 (2900)	48 (2900)
Коэффициент быстроход- ности	9	15	10	12
Кавитационный запас, м	5	5	5	5
Вакуумметрическая вы- сота всасывания, м	—	—	—	—
Перекачиваемая среда	Пресная вода			
Тип электродвигателя	АО2-81-2М	АО2-72-2М	АО2-82-2М	АОМ-82-2М
Мощность, кВт	40	30	55	55
Напряжение, В	380	380	380	380
Масса электронасоса, кг	1000	785	1030	—
Исполнение электродви- гателя	БЗ			
Размеры, мм:				
высота (длина) агре- гата	2050	1700	2080	2080
в плане	640×650	640×650	910×650	910×690
диаметр входного па- трубка	80	80	80	100
диаметр выходного патрубка	50	50	50	80
Тип насоса	ВЦМс2к	ВЦМс2к	ВЦМс2к	ВЦМс2к

Примечание. 1. Расшифровка типа насоса: прописные буквы Г или В обозна-
чают соответственно горизонтальный или вертикальный насос; вторые прописные буквы
ЦВ — центробежно-вихревой насос; М — многоступенчатый; буква с — насос само-
всасывающий; 2к — двухкорпусный.
2. ВЗ — водозащищенный; БЗ — брызгозащищенный.

тами. В каждой из секций размещено по рабочему колесу 10 (все колеса направлены всасывающими отверстиями вниз). Ротор вращается в двух подшипниках качения 6. Насос крепится к судовому фундаменту лапами, приваренными к верхней части цилиндрического корпуса. К нижней части этого корпуса приварены всасывающий 1 и напорный 8 патрубки, расположенные в одной плоскости. Насос имеет два набивочных сальника, работающих под небольшим давлением.

Поток воды в насосе идет снизу вверх и, пройдя последнюю ступень, направляется сверху вниз к напорному патрубку по каналу между внешним и внутренним корпусами. Осевое усилие на ротор воспринимается разгрузочной пятой 11, расположенной сверху.

В этой конструкции представляет интерес решение вопроса об опоре ротора насоса в момент пуска и остановки, когда нарушается нормальное функционирование разгрузочной пяты. Взаимное касание подвижного и неподвижного колец пяты при остановке и пуске устраняется благодаря установке внизу, ниже шарикоподшипников 6, дополнительного конического подшипника качения 5, корпус 4 которого опирается на ось 2 и поджимается пружиной 3.

При нормальной работе ротор всплывает благодаря действию давления на вращающееся кольцо пяты. При остановке ротор из-за прекращения нормального функционирования устройства опускается и его вес передается через конический роликподшипник 5 на корпус 4, поджатый пружиной. Установка должна быть отрегулирована так, чтобы исключалась возможность касания торцов вала насоса и оси 2.

В табл. 3.1 и 3.2 приведены данные по питательным насосам.

3.3. Конденсатные насосы

Конденсатная система ПТУ должна обслуживаться двумя конденсатными насосами. Подача каждого из них должна не менее чем на 25 % превышать максимальное количество конденсата отработавшего пара.

Конденсатные насосы выполняют вертикальными или горизонтальными, спирального типа одно-, двух- или четырехступенчатыми с односторонним входом. Иногда для осевой уравновешенности ротора вода подводится к ступеням насоса с противоположных сторон. Коэффициент быстроходности 45—80, полный КПД 0,50—0,60 и выше. Подача насоса принимается равной 150 % его нормальной нагрузки, напор составляет 30—80 м вод. ст. Насосы работают с постоянной частотой вращения 25—60 с⁻¹ (чаще 30 с⁻¹ и более). Скорость воды во всасывающем трубопроводе 0,5—1 м/с, в напорном 2—3 м/с. Для предотвращения вскипания и кавитации конденсатные насосы работают с геометрическим подпором 0,5—0,8 м, ниже которого начинается вскипание. Такой подпор называется свободным напором всасывания. Иногда они работают в кавитационной зоне, что характеризуется срывными характеристиками.

Всасывающая полость насоса для отвода паровоздушной смеси соединена уравнительным трубопроводом с конденсатором. Сальники в некоторых конструкциях имеют гидравлическое уплотнение конденсатом, подводимым из напорной линии. В насосах вертикального типа ротор подвешен и вал не имеет уплотнения на стороне всасывания. Для устранения внутренних протечек применяют уплотнения в виде бронзовых колец с лабиринтными

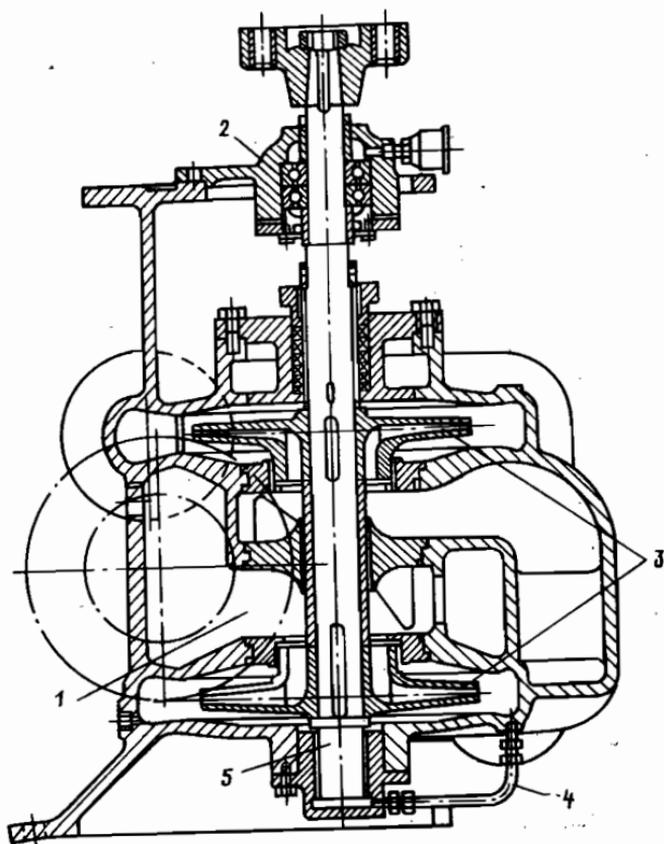


Рис. 3.8. Двухступенчатый конденсатный насос

спиральными заточками или щелевые, которые устанавливают в корпусе насоса в месте расположения входной цилиндрической кромки рабочего колеса.

Материалы, применяемые для изготовления насосов: корпус — бронза или латунь; рабочее колесо — высокооловянистая бронза или монель-металл; вал — нержавеющая или углеродистые стали, бронзовые рубашки.

Главные судовые конденсатные насосы выполняют вертикальными с целью уменьшения занимаемой насосом площади и увеличения геометрического подпора. Насосы, обслуживающие турбогенераторы, изготовляют и горизонтальными, так как в этом случае легче обеспечить требуемый подпор и размеры насосов значительно меньше.

На рис. 3.8 изображен двухступенчатый конденсатный насос. Всасывание на оба колеса происходит из единой полости 1. Поскольку рабочие колеса 3 развернуты один относительно другого, тем самым существенно уменьшается осевое усилие. С напора нижней ступени подается вода 4 на подшипник скольжения 5.

Технические характеристики конденсатных насосов

Характеристика	ЭЦН 1,5/36	ЭЦН-25	НЦКГ 4/40	НЦКГ 6/40	ЭКН-6	ЭЦН 15/100	НЦВК 35/60	НЦВК 25/40А
Подача м ³ /с (м ³ /ч)	4,9·10 ⁻⁴ (1,5)	1·10 ⁻³ (3,6)	0,0011 (4)	0,0166 (6)	0,00166 (6)	0,0042 (15)	0,0097 (35)	0,007 (25)
Напор, м вод. ст.	40	23,0	40	40	30	100	60	40
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	93,3 (5600)	47,1 (2830)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	48,3 (2900)	47,5 (2850)	50 (3000)
Коэффициент быстро- ходности	28	31	23	89	110	22	48	58
Кавитационный запас, м	0,75	—	0,5	0,5	0,7	—	1	0,7
Вакууметрическая вы- сота всасывания, м	—	0,6	—	—	—	—	—	—
Перекачиваемая среда		Конденсат			Пресная вода		Конденсат	
Тип электродвигателя	А4П02-8	АОМШУ22	4А90	ПЗ1М	П40М	АМНЦ61-2	ДАМ62-2	ДМН132
Мощность, кВт	0,7	1	3	3	2,3	11	14	7,5
Напряжение, В	380	220/380	220—380	220	175—320	380	380	220/380
Масса электронасо- са, кг	32	39	54	82	150	175	225	190
Исполнение электродви- гателя		БЗ			Бз	Бз	Бз	Бз
Размеры, мм:								
высота (длина) агрегата	608	530	605	655	815	875	930	873
в плане	280×280	270×218	305/250	330×365	580×411	485×395	540×510	720×720
диаметр входного патрубка	25	40	50	50	70	70	125	100
диаметр выходного патрубка	15	25	32	32	40	50	70	70
Тип насоса	ВЦ1с	ВЦ1с	ГЦ1с	ГЦ1с	ВЦ1с	ВЦ2с	ВЦ1с	ВЦ1с

Характеристика	ЭКН 10/96	ЭКН 72/85	ЭКН 300/100	ЭКН-60ДС	ЭЦН-80	НЦВ 120/18	ЭЦНУ 65/60	ЭКН 10/40	ТКН 150/90
Подача м ³ /с (м ³ /ч)	0,0028 (10)	0,02 (72)	0,084 (300)	0,017 (60)	0,012 (45)	0,034 (120)	0,018 (65)	0,028 (10)	0,042 (150)
Напор, м вод. ст.	90	85	90	21	18	18	60	40	90
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	48,6 (2920)	24 (1450)	24 (1450)	16,6 (1000)	16,6 (1000)	16,6 (1000)	41,6 (2900)	47,8 (2870)	29 (1740)
Коэффициент быстро- ходности	19	27	52	49	48	77	66	110	45
Кавитационный запас, м	1,5	—	2	0,8	—	0,7	3	3	—
Вакуумметрическая вы- сота всасывания, м	—	—	—	—	9,5	—	—	—	3,5
Перекачиваемая среда	Конденсат			Пресная вода	Рассол	Пресная вода	Конденсат (190 °С)	Пресная вода (160 °С)	Конден- сат
Тип электродвигателя	АМ61-2	АН91-4Г	АМШ112-4	ДМ-16026	П61М	ПМ-81	ДМНУ160-2	АОМ41-2	Паровая турбина
Мощность, кВт	11	38	135	7,5	7	12	18,5	3,2	—
Напряжение, В	260	380	380	380	220	175—320	380	380	—
Масса электронасоса, кг	380/220	380	2500	535	340	850	258	205	1450
Исполнение электродви- гателя	Бз	Бз	Бз	Вз	Бз	Вз	Бз	Вз	—
Размеры, мм:									
высота (длина) агрегата	1215	1152	2320	1207	917	950	951	1885	1965
в плане	515×460	920×800	20×690	690	660×590	795×823	650×420	560×470	1325×1000
диаметр входного патрубка	65	250	350	150	150	200	125	50	250
диаметр выходного патрубка	65	125	200	80	80	100	80	50	150
Тип насоса	ВЦ2с	ВЦ3с	ВЦ2с	ВЦ1с	ГЦ1с	ВЦ1с	ВЦ1с	ВЦ1с	ВЦ1с

Воздух отводится по специальной трубке из всасывающей полости насоса. Верхний подшипник качения 2 с консистентной смазкой. На выходе вала на корпусе установлено сальниковое уплотнение.

В табл. 3.3 приведены характеристики конденсатных насосов.

3.4. Бустерные насосы

Бустерные насосы применяются в системах питания с деаэрационными установками в тех случаях, когда габаритные ограничения не позволяют установить деаэратор на такой высоте, чтобы геометрический подпор обеспечивал бескавитационную работу быстроходных питательных насосов. Таким образом, назначение бустерного насоса, устанавливаемого перед питательным, — прием воды из деаэратора и подача ее в приемную часть питательного насоса с подпором, большим, чем подпор, получаемый в случае расположения деаэратора на максимально возможной высоте.

Напор бустерного насоса находится в пределах 20—60 м вод. ст. в зависимости от конструкции и быстроходности питательного насоса, взаимного расположения бустерного и питательного насосов, а также от дополнительного назначения насоса: например, при наличии байпасной линии напор насоса не должен быть большим. Частоту вращения бустерного насоса выбирают исходя из располагаемого подпора.

Конструктивное исполнение. В основу проектирования бустерных насосов положены те же принципы, что и для конденсатных, ввиду одинаковых для них условий всасывания. Оба насоса забирают воду из закрытых резервуаров, находящихся под давлением, равным давлению парообразования. В конструктивном отношении бустерный насос представляет собой одно- или двухступенчатый насос с колесом первой ступени одно- или двухстороннего всасывания в зависимости от подачи и напора.

Бустерные насосы чаще всего изготавливают одноступенчатыми, так как для питательных насосов, даже высокооборотных, но с умеренной подачей, требуемый подпор на всасывании не очень велик и может быть обеспечен одноступенчатым насосом. В отдельных случаях (очень большая подача при высокой частоте вращения питательного насоса) бустерные насосы выполняют двухступенчатыми, поскольку требуемый подпор приобретает большое значение.

Иногда их изготавливают за одно целое с питательными и реже — с конденсатными насосами. Предпочтение следует отдавать автономному исполнению бустерного насоса, хотя это и приводит к увеличению числа механизмов на судне. В этом случае достигается большая свобода в его расположении, насос получается проще, обеспечиваются большая надежность в условиях автоматизации и лучшая приспособленность к агрегатированию ряда судовых механизмов и изделий в одном блоке. На рис. 3.9 изображен конденсатно-бустерный насос.

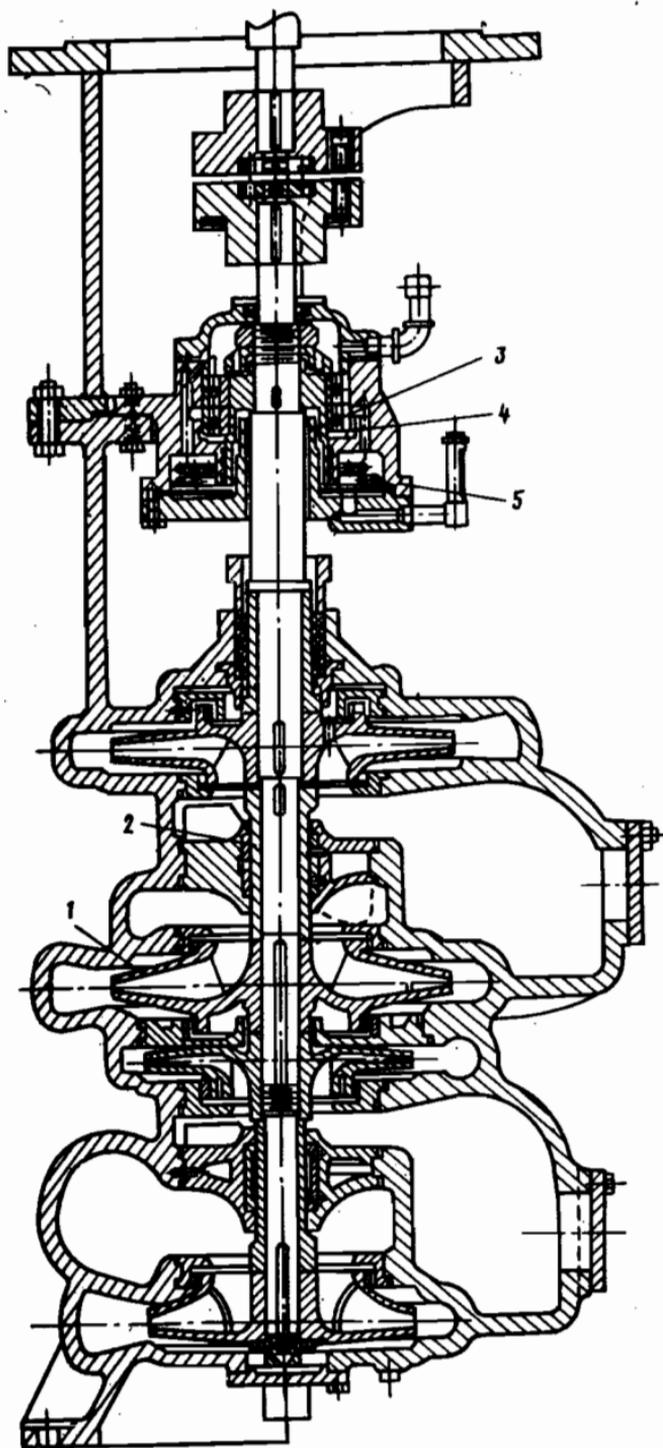


Рис. 3.9. Конденсатно-бустерный насос

1 — рабочее колесо первой ступени; 2 — подшипник;
 3 — опорно-упорный шарикоподшипник; 4 — втулка;
 5 — маслоохладитель

3.5. Водокольцевые насосы

Водокольцевые роторные насосы используются в качестве электроприводных вакуум-насосов испарительных установок (подача 20—30 м³/ч, расход воды 10 т/ч); для перекачивания топлива в системах вакуумной перекачки и зачистки трюмов нефтеналивных судов, а также как вакуумная ступень в центробежных насосах с самовсасыванием.

Существует большое число конструктивных модификаций водокольцевых насосов, применяемых на судах, которые различаются по следующим основным признакам: по расположению вала — вертикальные и горизонтальные; по способу привода — с автономным приводом (обычно с электродвигателем) и приводимые во вращение от основного вала обслуживаемого ими насоса непосредственно или через передачу; по способу соединения валов насоса и двигателя — моноблочные и насосы, валы которых опираются на собственные подшипники; по типу зазора между уплотнительными поверхностями колеса и корпуса, в которых расположены всасывающее и напорное отверстия, — с осевым и радиальным зазорами; по способу подвода и отвода потока воздуха к колесу — с колесом одностороннего всасывания и нагнетания и с колесом в двухстороннего всасывания и нагнетания; по конструктивному исполнению колеса в насосах с осевым зазором — насосы, у которых колеса имеют боковые диски, и насосы с колесами без боковых дисков; по числу ступеней — одноступенчатые и двухступенчатые.

Насосы с осевым зазором конструктивно проще. Зазор можно отрегулировать, а при чрезмерном износе уплотнительных поверхностей и восстановить применением прокладок.

Насосы с радиальным зазором конструктивно сложнее. При износе уплотнительных поверхностей зазор нельзя восстановить без замены деталей. В некоторых конструкциях насосов с радиальным зазором уплотнительные поверхности выполнены коническими, что позволяет регулировать зазор. В то же время в этих насосах не требуется установка прокладок и для них не имеет значения величина осевого люфта в опорно-упорном подшипнике. Если применяется колесо с двухсторонним всасыванием и осевым зазором, то подвод и отвод осуществляются с торцов колеса, разделенного перемычкой, а если с радиальным зазором, то наиболее благоприятны по конструктивным соображениям подвод и отвод воздуха с середины (в этом случае на вал насаживают два колеса).

Применение двухстороннего подвода и отвода воздуха объясняется тем, что при ширине колеса, превышающей определенное значение, трудно обеспечить полное заполнение серповидного пространства воздухом из-за ограниченных размеров входного отверстия в диске или на цилиндрической уплотнительной поверхности. У насосов с колесами без боковых дисков и наиболее простых

небольшой зазор должен быть выдержан с двух сторон. Такие колеса более подвержены поломке и поэтому качеству их исполнения и выбору материала необходимо уделять особое внимание. Преимущество таких колес — в отсутствии осевого усилия.

В насосах с односторонним входом и колесами с боковыми дисками возникает осевое усилие из-за неодинаковых площадей в обоих дисках, так как в одном из них предусмотрено кольцевое отверстие для входа и выхода воздуха. В насосах с такими колесами осевой зазор принимается 0,1—0,15 мм со стороны входа и выхода воздуха и 0,5 мм с противоположной стороны.

Нецелесообразно применять колеса только с одним диском во избежание большого осевого усилия.

Колеса с радиальным уплотнительным зазором имеют два диска. В некоторых колесах на торце диска, обращенного к сальнику или подшипнику, предусмотрены радиальные лопажки для уменьшения протечек и попадания воды в подшипник.

На рис. 3.10 показан автономный водокольцевой насос. Он состоит из цилиндрического корпуса 2, двух торцовых крышек 3 и колеса 1. Так как в насосе предусмотрены двухстороннее всасывание и нагнетание, то на каждой торцевой крышке имеются всасывающий 7 и напорный 12 патрубки, которые направлены вверх. Напорные патрубки соединены с баком 10, а всасывающие присоединены к трубопроводу 11. Так как насос простого действия, то на торце каждой крышки предусмотрены лишь одно всасывающее и одно напорное отверстия. Осевой зазор между насаженным на вал колесом 1 и торцевой крышкой создается за счет прокладок.

Вал вращается в двух подшипниках качения 5, в корпусах которых расположены набивочные сальники 4. На валу в месте сальника насажена рубашка. Зазор между рубашкой и валом должен быть уплотнен для устранения возможности просоча воздуха из атмосферы в насос. За набивкой со стороны рабочего колеса расположена камера 6 гидравлического затвора, в которую вода подводится извне по трубе 8. Из камеры вода поступает в корпус насоса к ступице колеса, откуда под действием центробежной силы идет к периферии, уплотняя осевой зазор и питая уплотнительное водяное кольцо. Частично вода из камеры проходит через сальник, смазывая и охлаждая набивку и вал. В торцовых стен-

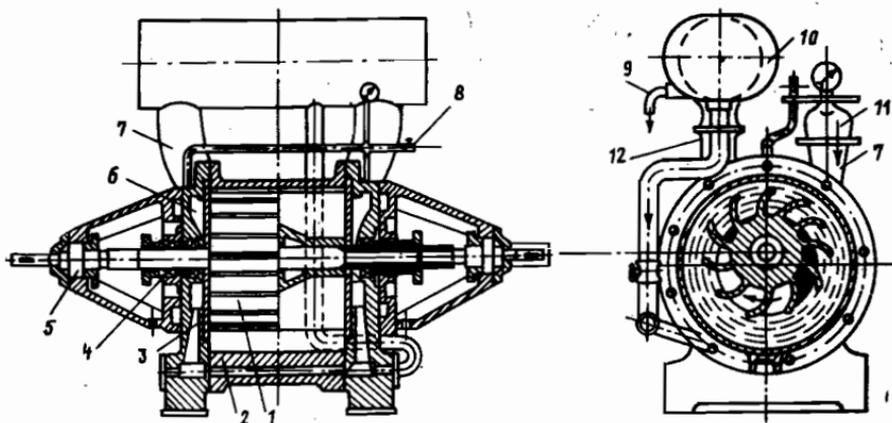


Рис. 3.10. Водокольцевой насос

ках крышек корпуса под нагнетательными окнами имеется ряд круглых отверстий, закрытых резиновыми шариковыми клапанами. Назначение клапанов — автоматический выпуск воздуха из межлопастного пространства колеса при достижении требуемого давления нагнетания. Таким образом, при использовании машины в качестве компрессора не расходуется мощность на излишнее сжатие воздуха. Воздух из напорного трубопровода вместе с водой в количестве, равном подведенному количеству воды к камере сальника, поступает в водосборник (бак) 10, имеющий сливную трубу 9 и отверстие для выхода воздуха в атмосферу (над отверстием установлен рефлектор для сепарации воды).

3.6. Грузовые насосы

Номинальная частота вращения центробежных грузовых насосов составляет $15\text{--}30\text{ с}^{-1}$, что при спецификационных напорах соответствует коэффициенту быстроходности $n_s = 60\div 100$. Результаты анализа распределения по коэффициенту быстроходности статистической выборки из 155 грузовых центробежных насосов показывают, что грузовые насосы используются чаще всего при $n_s = 80\div 90$. Имеется тенденция увеличения n_s до $100\text{--}110$ с возрастанием подачи грузовых насосов.

Подача грузовых центробежных насосов $500\text{--}1600\text{ м}^3/\text{ч}$, расчетный напор $70\text{--}100$ м вод. ст. В эксплуатационных условиях напор сильно изменяется в зависимости от вязкости груза и сопротивления трубопровода до места выгрузки.

Центробежные насосы, используемые на современных танкерах в качестве грузовых, как правило, горизонтальные или вертикальные одноступенчатые с рабочим колесом двухстороннего всасывания. На судах более ранней постройки применялись в основном горизонтальные насосы. Их положительные качества — простота обслуживания, удобство демонтажа в ограниченном пространстве насосного отделения, возможность использования привода различных двигателей. Несмотря на это они вытесняются на танкерах насосами вертикального исполнения.

Замена горизонтальных насосов вертикальными прежде всего позволяет уменьшить длину насосного и машинного отделений с целью соответствующего увеличения объема грузовых танков. Кроме того, в вертикальном варианте улучшаются всасывающие свойства насоса, так как его рабочее колесо может быть в этом случае расположено ниже, чем у горизонтального насоса, уменьшается вероятность нарушения центровки валов насоса и привода из-за продольных изгибающих деформаций корпуса танкера. Вертикальное расположение вала позволяет в некоторых случаях упростить конструкцию насоса исключением нижнего подшипникового уплотнения.

Технические данные горизонтальных центробежных насосов типа 12ДН приведены в табл. 3.4. Горизонтальный грузовой центробежный насос СН-56-30 югославского производства представлен на рис. 3.11.

Корпус насоса состоит из верхней 5 и нижней 15 частей. Последняя соединена с корпусами 11 подшипников. Ротор образован валом 1 и рабочим колесом 6

Технические характеристики грузовых центробежных насосов типа 12ДН

Характеристика	12ДН-7А			12ДН-7В			12НД-6Б		
	Перекачиваемая жидкость								
	Морская вода	Бензин с температурой до 30 °С	Высоковязкий мазут	Морская вода	Бензин с температурой до 30 °С	Высоковязкий мазут	Морская вода	Нефтепродукты	Вязкий мазут
Подача, м ³ /ч (м ³ /с)	750 (0,208)	750 (0,208)	750 (0,208)	750 (0,208)	750 (0,208)	750 (0,208)	850 (0,236)	900 (0,250)	590 (0,163)
Напор, м вод. ст.	100	100	85	80	80	70	55	55	50
Мощность насоса, кВт	272	191	305	235	165	256	155	121	160
Частота вращения вала, с ⁻¹	26	26	26	23	23	23	25,5	25,5	25,5
Высота всасывания при температуре 30 °С, м вод. ст.	6	3,2	—	6	3	—	5	—	—
Подпор на всасывании, м вод. ст.	14	14	14	10	10	10	—	—	—
КПД, %, не менее	75	75	75	73	73	73	80	—	—
Габаритные размеры насоса, мм	1335×1420×982			1450×1150×1516			1395×1150×1450		
Масса, кг	1250			1050			1500		

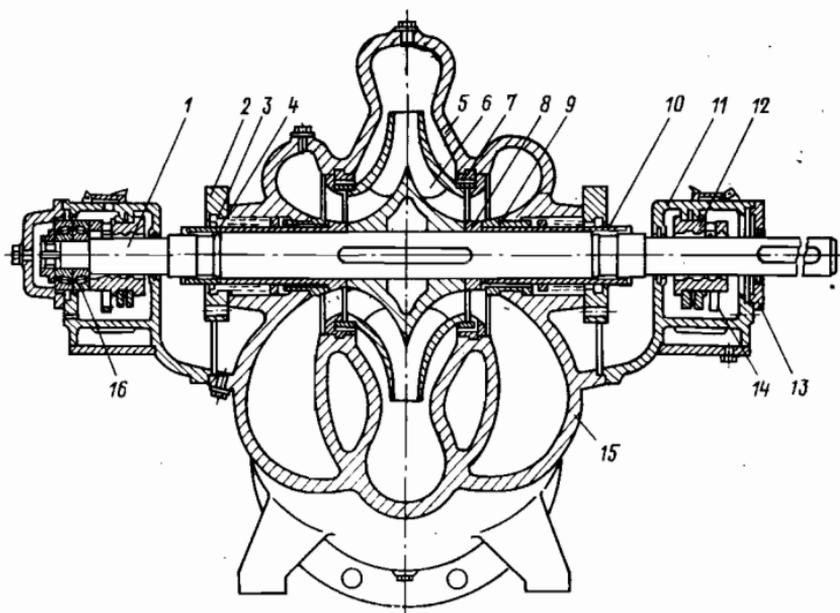


Рис. 3.11. Горизонтальный грузовой насос

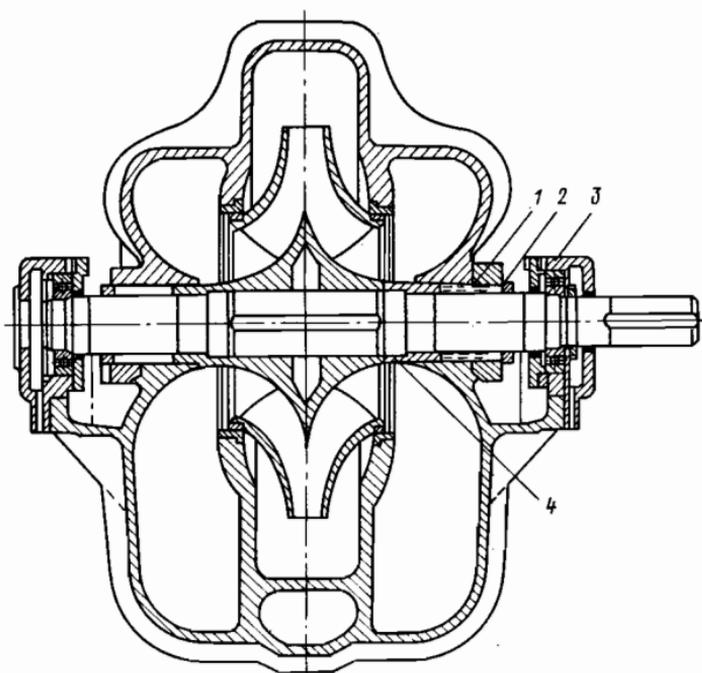


Рис. 3.12. Грузовой насос фирмы «Вортингтон»

1 — торцовое уплотнение; 2 — сальниковое уплотнение; 3 — подшипниковый узел; 4 — защитная гильза

двухстороннего входа, которое установлено на валу посредством дистанционных втулок 8 (одновременно защищающих вал от контакта с перекачиваемой средой) и круглых гаек 10. Между корпусом и колесом находятся уплотнительные кольца 7.

Выход вала из корпуса уплотнен торцовым механическим уплотнением с подвижными 4 и неподвижными 3 кольцами, а также пружиной, создающей контакт на поверхности трения. Графитовое неподвижное кольцо закреплено на крышке 2 и уплотняется резиновым кольцом. Торцовое уплотнение охлаждается и смазывается перекачиваемой жидкостью, которая подается из напорной полости в уплотнение и затем через аксиальный зазор между дистанционной втулкой 8 и защитной гильзой 9 корпуса попадает на всасывание в рабочее колесо. Опорами ротора служат подшипники скольжения 12 с крышками 13. Смазка подшипников обеспечивается маслоподающими кольцами 14. На свободном конце вала установлены два радиально-упорных роликоподшипника 16.

Для уменьшения длины насосного отделения начали применять так называемые *компактные центробежные насосы* с подшипниковыми узлами, размещенными непосредственно в корпусе насоса. Недостаток этих насосов — трудность доступа к уплотнительным устройствам. Указанный недостаток устранен в компактных грузовых насосах фирмы «Вортингтон» (рис. 3.12) путем

Т а б л и ц а 3.5

Технические данные грузовых насосов танкеров

Танкер	Тип насоса, мощность привода	Подача, м ³ /ч/напор, м вод. ст.	Число насосов
«Адлер»	Турбинный, $N = 230$ кВт	800/88	3
«Азербайджан»	«Worthington»	250/50	2
«Аксай»	«Дуплекс» (горизонтальный)	250/80	2
«Алтай»	«Дуплекс»	250/80	2
«Апшерон»	ПНП-250	250	4
«Баскунчак»	ПНП-125	125/100	4
«Батуми»	«Worthington»	325 и 230	2
«Бауска»	Поршневой	500/100	4
«Великий Октябрь»	Турбинный 12ДН7В (вертикальный)	750/80	3
«Дж. Гарibaldi»	Турбинный, $N = 550$ кВт	1000/120	4
«Дружба»	Турбинный, $N = 530$ кВт	1250/88	4
«Егорьевск»	ПНП-250	250/100	4
«Елгава»	ПНП-250	250/100	2
«Инженер А. Пустошкин»	12НДСБ, электрический	900/50	2
«Казбек»	ПНП-250	250/100	4
«Леонардо да Винчи»	Электрический, 4×368 кВт	1250/80	4
«Лисичанск»	Турбинный, 3×540 кВт	1100/85	3
«Мир»	Турбинный	1250/80	4
«Олег Кошевой»	Электрический	500/35	2
«Певек»	«Дуплекс»	250/100	2
«Прага», «Варшава» и др.	Турбинный ТП-500, $N = 480$ кВт; 12ДН-7	750/100	3
«София» (начиная с т/х «Пальмиро Тольятти»)	Турбинный ТП-500, $N = 480$ кВт; 12ДН-7А	750/100	4
«Сплит»	Электрический	800/30 530/70	3
«Труд»	Турбинный, $N = 550$ кВт	1100/100	4

разделения подшипникового узла и уплотнительного устройства. Это позволило при достаточно хорошем доступе к ним установить в местах выхода вала из корпуса насоса кроме основных торцовых механических уплотнений еще дополнительные сальниковые. Применение для изготовления вала высококачественной стали дает возможность устанавливать защитные гильзы только в местах соединения камер торцовых уплотнений с всасывающей полостью рабочего колеса, где соприкосновение поверхности вала с быстро движущейся жидкостью, содержащей твердые включения, приводит к изнашиванию поверхности вала. Одну из наиболее современных и перспективных конструкций представляет крупный вертикальный грузовой насос фирмы KSB с консольным расположением рабочего колеса и подачей около 5 тыс. м³/ч (см. рис. 3.3). Технические данные грузовых насосов танкеров приведены в табл. 3.5.

3.7. Доковые насосы

Назначение доковых насосов — удаление больших масс балластной воды из отсеков плавучего дока, чтобы обеспечить его всплытие. В процессе откачивания балластной воды изменяется режим работы насоса как по подаче, так и по напору в основном из-за увеличения разности уровней воды снаружи и внутри дока. Чтобы обеспечить надежную работу насоса, когда уровень в отсеках ниже его оси, предусматривается установка вакуум-насоса достаточно большой подачи.

В качестве доковых применяют как центробежные, так и осевые насосы. В случае установки насоса в затопляемом отсеке и необходимости применения длинного вала особенно важно исключить возникновение в нем осевого усилия, поскольку устанавливаемый на палубе упорный подшипник и так будет нагружен массой промежуточного валопровода большой протяженности. Лучше всего этому требованию отвечает вертикальный центробежный насос с колесом двухстороннего всасывания (рис. 3.13).

Он состоит из колеса 9 и корпуса 10 (без оси вала) с отлитыми за одно целое с ним всасывающим и напорным патрубками. Подшипники 8 и 11 насоса расположены в верхней и нижней крышках корпуса.

Промежуточный валопровод состоит из отдельных участков 7, соединенных муфтами 6, и опирается на ряд подшипников 5. Так как помещение, в котором устанавливается насос, может быть полностью затопленным при погружении дока, то на выходе промежуточного валопровода на палубе безопасности предусмотрено уплотнение 4. На палубе безопасности расположены: приводной электродвигатель, упорный подшипник 3 для восприятия осевого усилия от массы валопровода, а также масленка 2 для подачи смазки к подшипникам насоса и валопровода, приводимая в действие от основного вала клиноременной передачей 1.

Осевые насосы обычно выполняют с вертикальным расположением вала.

Рассмотрим конструкцию насоса, представленного на рис. 3.14. К станине 6, опирающейся на раму из швеллеров 7, прикреплен корпус 10 с направляющим аппаратом 5. На коническую заточку нижнего конца вала насажена ступица 9

— Рис. 3.13. Центробежный доковый насос

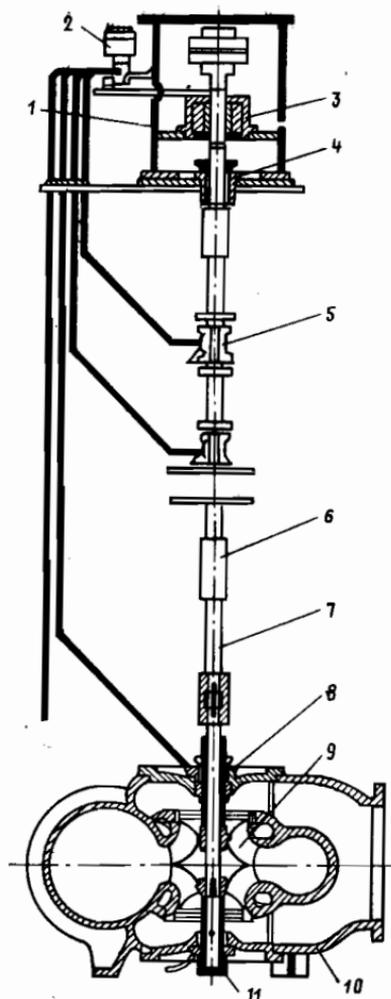
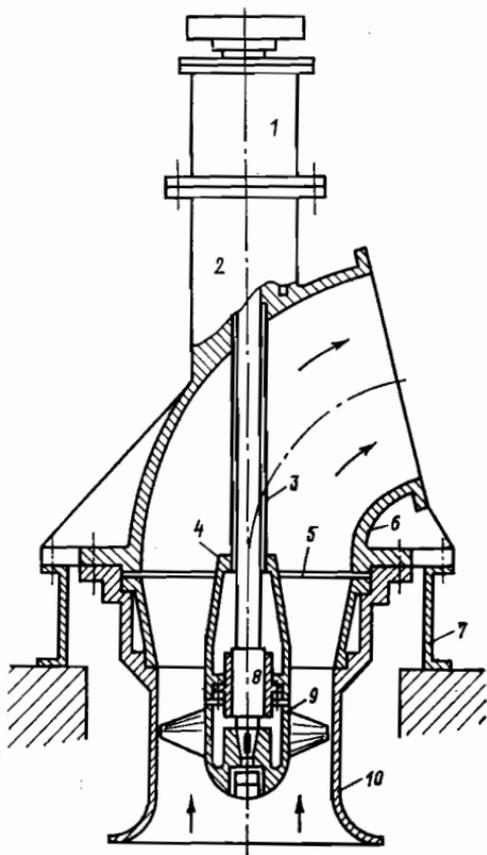


Рис. 3.14. Осевой доковый насос



рабочего колеса, которая закреплена при помощи врезной шпонки и гайки. Лобовая часть ступицы обработана в виде тела с малым сопротивлением при обтекании. Лопasti направляющего аппарата 5 поддерживают своими внутренними концами криволинейную втулку 4 (задний обтекатель), на внутреннем фланце которой закреплён нижний подшипник 8.

Ротор насоса, состоящий из вала с облицовкой 3, рабочего колеса, соединительной муфты и упорного колеса, подвешен на упорном подшипнике, помещенном в корпусе 1. Таким образом, вся осевая нагрузка передается напорному патрубку и станине насоса. В корпусе 1 расположен также и верхний подшипник. В тумбе 2 смонтирован сальник. Смазка верхних подшипников производится густой консистентной мазью при помощи пресс-масленок. Нижний подшипник имеет водяную смазку.

В большинстве случаев все детали насоса, кроме вала и крепежных частей (колец, втулок, болтов, гаек), выполняют из чугунного литья. В насосах значительной подачи рабочее колесо делается из стального литья. Лопасты могут быть изготовлены

отдельно от втулки и прикрепляться к ней одним или несколькими болтами. Применяются конструкции осевых насосов, выполненные в основном из листовой и фасонной стали сварным способом. Насос приводится в движение вертикальным электродвигателем.

Конструкции осевых двухступенчатых насосов значительно сложнее и изготавливаются с корпусом, имеющим разъем в меридианной плоскости.

Отечественная промышленность выпускает осевые двух- и шестилопастные насосы типа О и ОП. Насосы типа О имеют жесткое крепление лопастей к втулке, типа ОП — поворотное крепление (поворот — перестановка лопастей — производится при остановленном насосе).

Имеются конструкции крупных осевых насосов с лопастями, поворачиваемыми на ходу насоса через полый вал аналогично поворотной лопастью гидротурбин. Это упрощает регулирование подачи и позволяет достигать высокого КПД. Однако этот способ усложняет и удорожает конструкцию и оправдан только для крупных насосов.

3.8. Циркуляционные насосы

На судне устанавливают один или два главных циркуляционных насоса, которые могут использоваться также для прокачивания вспомогательных конденсаторов, маслохолодильника. В качестве резервного может быть предусмотрен любой насос (балластный, пожарный). При самопроточной циркуляции устанавливают вспомогательный циркуляционный насос с подачей, достаточной для обеспечения режима полного заднего хода.

Циркуляционные насосы, работающие в обычной системе циркуляции, выполняют центробежными или осевыми в зависимости от характеристик, условий работы, типа привода и способа регулирования.

В случае электропривода в большинстве случаев применяют центробежные насосы, поскольку осевые вызывают известные неудобства в эксплуатации из-за большой мощности, требуемой при пуске.

Наиболее распространены одноступенчатые центробежные насосы спирального типа с двухсторонним входом воды, с горизонтальным или вертикальным валом. Насосы имеют паровой или электрический приводы: односкоростной со ступенчатым регулированием скорости (одна—три скорости) или с плавным регулированием в небольшом диапазоне частоты вращения.

Осевые циркуляционные насосы имеют подачу свыше 700 м³/ч, используются, как и вспомогательные, в системе самопроточной циркуляции; с целью широкого регулирования подачи их выполняют с поворотными лопастями.

Существуют два основных способа применения главных циркуляционных насосов:

1) насосы непрерывно работают на всех ходовых режимах, на стоянке и при маневрировании: это соответствует случаю, когда они установлены в обычной системе циркуляции воды;

2) насосы работают только на стоянке, при маневрировании, на задних ходах и на малых ходовых режимах (при скорости судна меньше 10 уз). На остальных ходовых режимах подача охлаждающей заборной воды через конденсатор осуществляется профилированными приемным и отливным патрубками конденсатора. Такая система циркуляции называется *самопроточной*. В системе самопроточной циркуляции насосы устанавливаются последовательно с приемным патрубком конденсатора.

На судах циркуляционные насосы располагают ниже ватерлинии поэтому они всегда работают под заливом.

Подача постоянно работающего насоса складывается из количества воды, необходимой для конденсации пара, поступающего в конденсатор при нормальной мощности с учетом некоторого коэффициента запаса в пределах 1,0—1,15. Если насос обслуживает другие системы (маслоохладитель, конденсатор турбогенератора и т. п.), то при расчете этот добавочный расход воды должен быть учтен.

Кратность циркуляции — отношение количества прокачиваемой охлаждающей воды к количеству поступающего пара в конденсатор — находится обычно в пределах 50—100 и зависит от особенностей установки, температуры воды, вакуума и других факторов. Напор насоса принимают из расчета преодоления потерь в трубках конденсатора, водяных камерах и линиях трубопроводов при расчетной подаче.

Обычные патрубки, безусловно, создают определенный напор, но при расчете насосов его учитывают только в том случае, когда значение его точно известно. Напор насосов при двухпроточном конденсаторе, по данным практики, составляет 7—9, при однопроточном — 5 м вод. ст.

Циркуляционные насосы центробежного типа выполняют вертикальными с колесом двухстороннего всасывания. Двухстороннее всасывание позволяет повысить частоту вращения насоса и электродвигателя, обеспечивает хорошую всасывающую способность и сводит к минимуму осевое усилие. При вертикальном исполнении требуется меньшая площадь для размещения насоса и обеспечивается удобный и надежный подвод воды к нему.

На рис. 3.15 показан циркуляционный центробежный насос. Вал насоса вращается в двух подшипниках скольжения 1, смазываемых от колпачковой маслянки консистентной смазкой, нерастворимой в морской воде. Неуравновешенное осевое усилие воспринимается подшипником, установленным в электродвигателе.

Если подшипники электродвигателя не рассчитаны на восприятие дополнительного осевого усилия, то верхний подшипник насоса делают выносным, обычно опорно-упорным подшипником качения. Внутренние подшипники насоса могут смазываться и

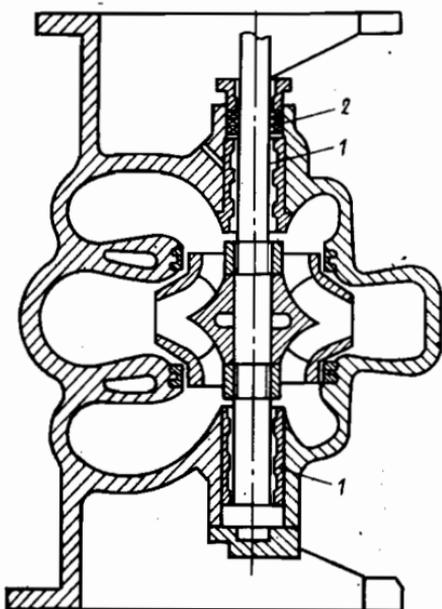


Рис. 3.15. Циркуляционный центробежный насос

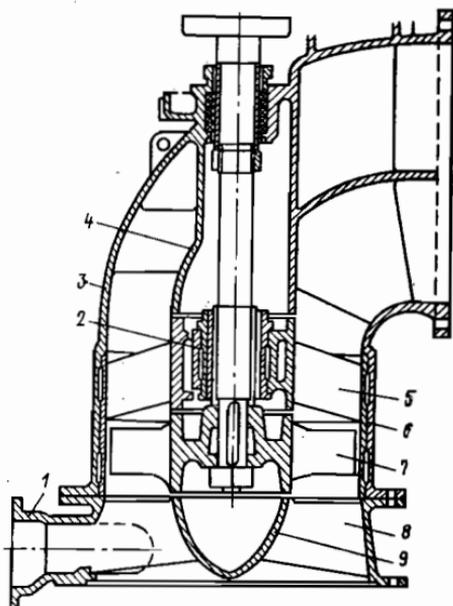


Рис. 3.16. Циркуляционный осевой насос

перекачиваемой водой, если она чистая и не содержит взвешенных частиц.

Сальник 2 у насоса один и установлен на стороне всасывания, он смазывается консистентной смазкой одновременно с подшипником. Если верхний подшипник выносной и насос работает с высотой всасывания или небольшим избыточным давлением, то сальник должен быть уплотнен водой, подводимой из напорного патрубка.

Корпус насоса имеет разъем в плоскости вала и снабжен двумя фланцами: нижним — для крепления к фундаменту и верхним — для присоединения к электродвигателю.

На рис. 3.16 показана конструкция осевого насоса. Корпус насоса состоит из приемной части 8, за одно целое с которой отлит обтекатель 9 с направляющими ребрами и аварийный патрубок 1, и напорной части 3, имеющей разъем в плоскости вала. Вал насоса, охватываемый обтекателем 4, вращается в двух подшипниках скольжения с резиновыми вкладышами, смазываемыми перекачиваемой водой. У некоторых насосов внутренний подшипник имеет вкладыш с баббитовой заливкой, смазываемый консистентной смазкой. Рабочее колесо 7 насажено консольно на вал и вращается в камере, где установлено защитное кольцо 6. На вал насоса в местах подшипников и сальника насажены рубашки для защиты его от изнашивания. Осевое усилие воспринимается упорным подшипником турбопривода или своим упорным подшипником. За рабочим колесом установлен разъемный направляющий аппарат 5, в корпусе которого расположен нижний подшипник 2.

Циркуляционные насосы подвержены усиленной коррозии, которая поражает прежде всего крылатки и в меньшей степени

Технические характеристики циркуляционных насосов

Характеристика	ЭЦН 500/8	ЭЦН 110/10	ЭЦН 2500/6	ЭЦН 2700/8,5	ЭЦН 7500/30МЧ
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	0,14 (500)	0,305 (1100)	0,7 (2500)	0,75 (2700)	2,08 (7500)
Напор, м вод. ст.	8	10	6	8,5	3
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	24,1 (1445)	12 (730)	12,2 (730)	9,8 (590)	9,8 (590)
Коэффициент быстроходности	415	261	582	375	1362
Кавитационный запас, м	—	—	6	—	—
Вакуумметрическая высота всасывания, м	3	3	—	1,5	—
Перекачиваемая среда	Морская вода				
Тип электродвигателя	АО2-71-4М	АМ102-В	АМ111-8	А112-10/12	АМ112-10/12-1,4
Мощность, кВт	22	45	65	90/53	95
Напряжение, В	380	380	380	380	380
Масса электронасоса, кг	960	2065	2760	6770	5000
Исполнение электродвигателя	ВЗ	Морской		БЗ	
Размеры, мм:					
высота (длина) агрегата	1485	2090	3050	3140	3687
в плане	820×810	1100×1200	1000×760	2100×1820	1240×1400
диаметр входного патрубка	300	450	800	700	1000
» выходного »	100	400	600	600	800
Тип насоса	ВЦ2в	ВЦ1с		ВЦ2в	ВЦ1с

корпус (верхние части улиток и нагнетательные патрубки, места сальниковых уплотнений и пазы для установки бронзовых колес со стороны всасывания). В результате изнашивания лопастей рабочих колес снижаются напор, подача и КПД насоса.

В табл. 3.6 приведены параметры циркуляционных насосов.

3.9. Насосы общесудовых систем

Насосы противопожарной системы предназначены для подачи воды либо к пожарным рожкам, либо в магистраль, находящуюся постоянно под давлением и при обычных условиях питающую рабочей водой различные потребители, например эжекторы осушения; кроме того, пожарные насосы используются для подачи рабочей воды к эжекторам водопреснительных установок и для мытья палуб. При таких условиях эксплуатации пожарные насосы работают в большом диапазоне подач, а при работе на общую магистраль высокого давления подача может достигать даже нулевого значения, когда нет потребления воды.

Спецификационные значения подачи пожарных насосов находятся в пределах от 20 до 250 м³/ч, а для насосов специальных судов и выше. Значения напора находятся обычно в интервале 40—100, чаще 70—80 м вод. ст. в зависимости от размеров и назначения судна.

Высота всасывания для насосов, установленных ниже ватерлинии, обычно небольшая; часто пожарные насосы работают даже с подпором. Некоторые из них, такие, как аварийные дизель-насосы, устанавливаются на палубе выше ватерлинии, в месте, наиболее удаленном от возможного источника пожара; поэтому они работают с высотой всасывания до 5 м вод. ст. Частоту вращения пожарных насосов ввиду относительно малой подачи большого напора, а также не очень большой высоты всасывания принимают чаще всего равной максимальной синхронной частоте вращения электродвигателей переменного тока 50—60 с⁻¹ (соответственно при частоте 50 и 60 Гц). Частота вращения зависит и от типа привода, например при дизельном приводе она меньше, а при паро- и особенно газотурбинном — значительно выше.

Пожарные насосы — высоконапорные и в них при работе на подачах, меньше оптимальной, могут возникать большие радиальные усилия. Поэтому во избежание чрезмерных напряжений в сечении вала и его недопустимого прогиба в местах уплотнений одноступенчатые и особенно консольные насосы часто выполняют с двойной спиралью или с направляющими аппаратами, а двухступенчатые — со спиральями, языки которых расположены симметрично.

Аварийные пожарные дизель-насосы имеют ряд особенностей. Как правило, это горизонтальные насосы, самовсасывающие, с непосредственным соединением валов дизеля и насоса. Вакуум-насос самовсасывающего устройства расположен обычно на корпусе

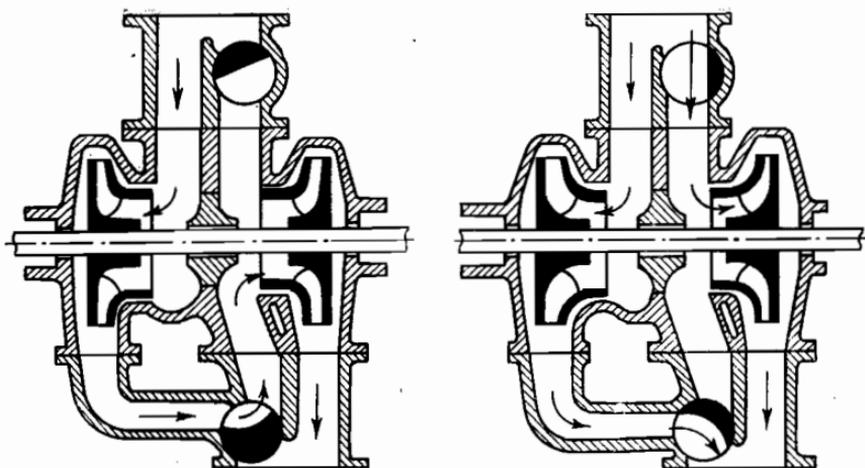


Рис. 3.17. Схема пожарного насоса

центробежного насоса, и валы этих насосов соединены фрикционной муфтой или клиноременной передачей, причем нередко предусматривают отключение вакуум-насоса вручную или автоматически после начала работы насоса.

Иногда пожарные насосы, как и насосы других назначений, выполняют из расчета возможности обеспечения ими двух различных по характеристикам режимов при сохранении неизменными характеристик рабочего колеса насоса. Это достигается установкой четного числа рабочих колес, которые с помощью переключающего устройства включаются на параллельную работу. На рис. 3.17 показана принципиальная схема такого насоса. Стрелками указан ток воды. Изменение режимов работы достигается переключением золотника.

По Правилам Регистра СССР на судне должно быть два *осушительных насоса* с независимым приводом, в качестве одного из них может быть использован любой насос общесудового назначения.

При мощности ГД более 40 кВт должен быть предусмотрен аварийный осушительный насос для МО, обычно это циркуляционный насос или насос охлаждающей воды ГД. Осушительный насос используется в качестве резервного балластного или пожарного. Подачу осушительного (балластного) насоса выбирают в зависимости от диаметра труб осушительной магистрали. Суммарная подача осушительных насосов во всех случаях должна быть не меньше таковой для пожарных насосов.

Для осушения носовых отсеков нефтеналивных судов должен быть установлен отдельный насос (или эжектор), который используется также для заполнения и опорожнения цистерн, предназначенных исключительно для балластной воды.

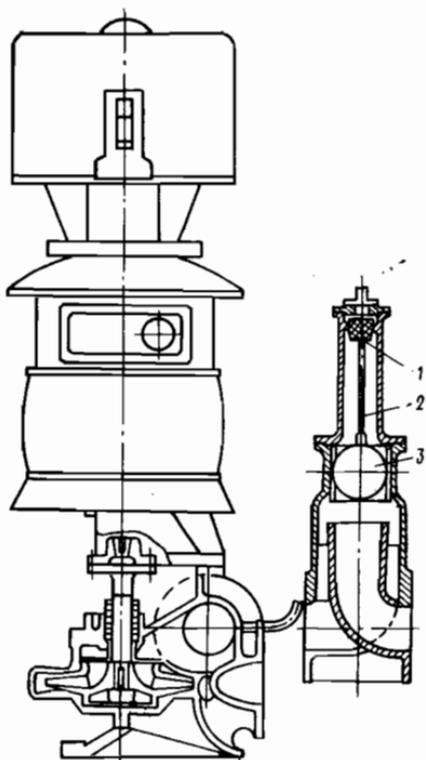


Рис. 3.18. Осушительный насос:

1 — клапан; 2 — штык; 3 — поплавок

Осушительные и балластные центробежные насосы, откачивающие воду из цистерн, расположенных в междудонных отсеках, имеют устройство водокольцевого типа для самовсасывания (одностороннее или двухстороннее).

Гидравлическая часть любого центробежного осушительного насоса в принципе мало отличается от конструкции охлаждающего насоса: лишь ширину канала рабочего колеса на выходе выбирают не очень малой, чтобы устранить опасность засорения (особенно остатками нефтепродуктов).

Особое внимание уделяется типу и конструкции самовсасывающего устройства, которое и определяет эксплуатационные свойства осушительного насоса. Такое устройство состоит из встроенного в осушительный насос вакуум-насоса, откачивающего воздух из магистрали в период пуска и подающего его в помещение.

Самовсасывающее устройство — это совокупность вакуум-насоса водокольцевого типа, совмещенного с резервуаром с запирающей водой, и поплавкового устройства, присоединяемого к всасывающему патрубку. Корпус вакуум-насоса прикреплен к фланцу верхнего щита электродвигателя, а рабочее колесо насажено на вал, жестко соединенный с валом электродвигателя. Насос водокольцевого типа отличается простотой и большой надежностью в связи с отсутствием механического контакта между ротором и корпусом.

Самовсасывающие устройства различаются в зависимости от характера их работы по окончании заливки всасывающей линии следующим образом:

— вакуум-насос непрерывно работает на самой перекачиваемой жидкости;

— вакуум-насос непрерывно работает на воздухе (типовая конструкция осушительного насоса с вакуум-насосом, непрерывно работающим на воздухе, показана на рис. 3.18).

По конструктивному исполнению, находящемуся в тесной связи с условиями работы и расположением, водоотливные электронасосы могут быть разделены на три группы:

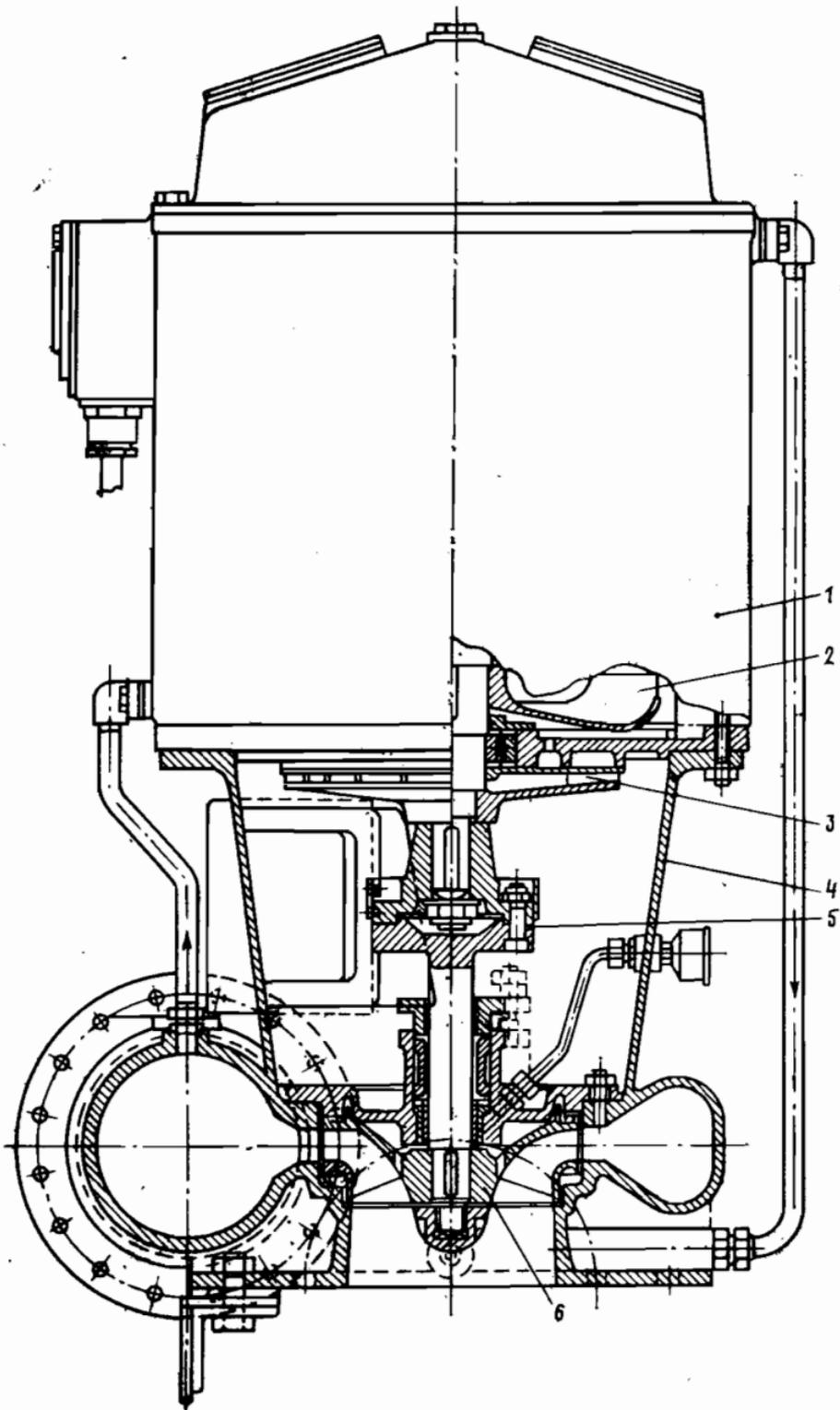


Рис. 3.19. Водоотливной погружной насос

1. Электронасосы в герметичном исполнении, способные работать в затопленном состоянии. Они предназначены для откачивания больших масс воды как из помещения, в котором они установлены, так и из других смежных помещений. Уровень воды в помещении должен быть выше оси рабочего колеса, так как в насосе не предусматривается самовсасывающее устройство.

2. Электронасосы в обычном, негерметичном, исполнении, не приспособленные для работы в затопленном состоянии и снабженные самовсасывающими устройствами. Они предназначены для откачивания воды из помещений других судов или из помещения этого же судна в условиях, когда уровень воды в помещении ниже оси рабочего колеса.

3. Электронасосы в герметичном исполнении, снабженные самовсасывающим устройством. Эффективность использования таких насосов, вследствие расширения области их применения, значительно повышается. В этом случае затопленный насос может быть использован, например, для откачивания воды из соседнего помещения, куда она проникла вследствие фильтрации, до достижения ею опасной отметки. Аварийные электронасосы этой группы могут быть применены и для перекачивания воды в других системах, например осушительной, балластной и др.

На рис. 3.19 показана конструкция погружного насоса без самовсасывающего устройства с электродвигателем. Основные данные насоса: подача $300 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор 8 м вод. ст., частота вращения 26 с^{-1} . Это моноблочный агрегат, который

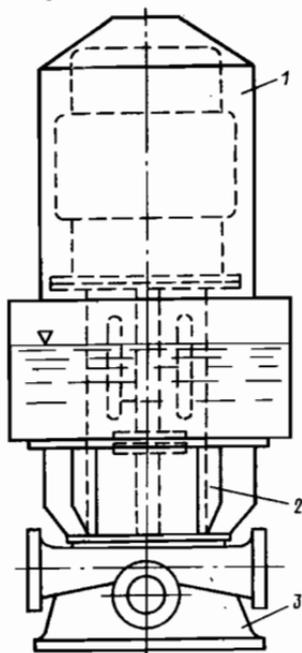


Рис. 3.20. Водоотливной насос

состоит из фланцевого электродвигателя 1 и соединенного с ним насоса. Вал 5 насоса с насаженным на нем консольным рабочим колесом 6 жестко соединен муфтой с валом электродвигателя. Корпус двигателя двухстенный, бронзовый; через пространство между стенками корпуса прокачивается вода от насоса для охлаждения воздуха, рециркулирующего внутри корпуса двигателя посредством вентилятора 2. Благодаря небольшому объему фонаря 4 уровень воды в нем при вращении насоса и образовании воздушной подушки достаточно высок. Для предохранения обмотки электродвигателя от попадания влаги на его валу у выхода из корпуса насажено водоотбойное центробежное колесо 3, удаляющее протечки воды.

На рис. 3.20 показана конструкция погружного электронасоса без самовсасывающего устройства с электродвигателем, установленным под колпаком.

Насос одноступенчатый, вертикальный, с консольным рабочим колесом, обращенным всасывающим отверстием кверху. Валы насоса и электродвигателя соединены жесткой муфтой. Корпус 3 имеет разъем в осевой плоскости и снабжен двумя всасывающими патрубками. Насос крепится к судовому фундаменту нижним опорным фланцем, а при необходимости — дополнительно растяжками, для чего на фонаре 2 предусмотрены отверстия в ребрах. Электродвигатель крепится к фонарю насоса и устанавливается под воздушным колпаком 1.

Надежность работы такого электронасоса обеспечивается, как и в рассмотренной выше конструкции, воздушной подушкой, создаваемой за счет сжатия воздуха в колпаке давлением воды в помещении. Размеры колпака выбирают такими, чтобы обеспечивалось минимально допустимое расстояние от уровня воды в колпаке до выхода вала из корпуса двигателя.

В качестве насосов питьевой, питьевой пресной и заборной воды применяют аппараты, конструктивные особенности которых рассмотрены выше.

В табл. 3.7 приведены характеристики насосов общесудовых систем.

3.10. Унификация узлов и деталей центробежных консольных насосов

Важным вкладом в плановое развитие насосостроения явилась разработка государственных стандартов на типы и основные параметры центробежных консольных насосов. В них были определены подача, напор, частота вращения, допустимый кавитационный запас насосов. Эти и другие стандарты, составленные на базе существующих и прогнозируемых потребностей различных отраслей, стали основными нормативно-техническими документами. В связи с этим был разработан ряд насосов с большой степенью унификации.

В качестве примера рассмотрим типоразмерный ряд центробежных горизонтальных консольных насосов. Насосы перекачивают различные, в основном агрессивные, жидкости с температурой от -40 до 80 °С и содержанием твердых включений не более 0,2 % по массе и размером не более 0,2 мм.

На рис. 3.21 представлен типичный насос — центробежный, одноступенчатый, консольный, на отдельной опорной стойке, горизонтальный, с приводом непосредственно от электродвигателя через упругую муфту. Насос и электродвигатель установлены на общей фундаментной плите. Основные его узлы и детали: корпус 4, рабочее колесо 3, всасывающая крышка 1, узел уплотнения, опорная

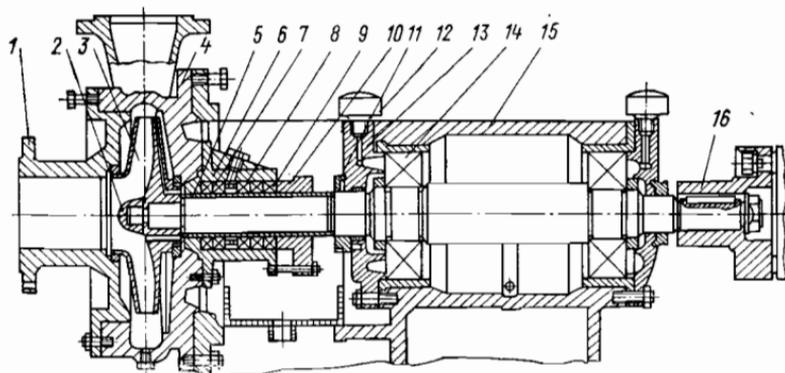


Рис. 3.21. Типовой горизонтальный консольный насос

Технические характеристики охлаждающих насосов

Показатель	НЦВ 25/20	НЦВ 25/30	НЦВ 40/20	НЦВ 40/20	НЦВ 63/30
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	0,007 (25)	0,007 (25)	0,011 (40)	0,011 (40)	0,0175 (63)
Напор, м вод. ст.	20	30	20	20	30
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)
Коэффициент быстроходности	97	71	121	121	113
Кавитационный запас, м	4	4	4	4	4
Перекачиваемая среда	Пресная и морская вода				
Тип электродвигателя	АОМН41-2	П32М	АОМН4-2	П32М	АМ61-2
Мощность, кВт	3,2	4,2	4,5	4,2	11
Напряжение, В	220/380	220	220	220	220
Масса электронасоса, кг	91	122	133	163	195
Исполнение электродвигателя	ВЗ	ВЗ	ВЗ	ВЗ	ВЗ
Размеры, мм:					
высота (длина) агрегата	800	935	750	850	900
в плане	400×500	400×500	455×455	455×455	455×455
диаметр входного патрубка	70	70	80	80	100
диаметр выходного патрубка	70	70	80	80	80
Тип насоса	ВЦ1с				

Показатель	НЦВ 40/15	НЦВ 40/40	НЦВ 63/100	НЦВ 63/80	НЦВ 40/80
Подача, м ³ /с (м ³ /ч)	0,11 (40)	0,011 (40)	0,0175 (63)	0,0175 (63)	0,011 (40)
Напор, м вод. ст.	15	40	100	80	80
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)
Коэффициент быстроходности	151	72	46	54	43
Кавитационный запас, м	5	5	5	5	5
Перекачиваемая среда	Морская вода		Пресная вода		
Тип электродвигателя	П-40М	П-51М	АМЦ81-2	АМ72-2	АМ71-2
Мощность, кВт	5	12,4	35	25	19
Напряжение, В	175/320	220	220/380	220/380	220/380
Масса электронасоса, кг	230	245	306	230	222
Исполнение электродвигателя			ВЗ		
Размеры, мм:					
высота (длина) агрегата	845	960	1264	1160	1160
в плане	455×411	520×510	850×560	770×560	770×560
диаметр входного патрубка	70	80	100	100	80
диаметр выходного патрубка	60	60	100	100	80
Тип насоса	ВЦ1с				

НЦ 5/10	НЦ 5/17	НЦВ 250/30	НЦВ 400/20	НЦВ 400/30	НЦВ 630/15	НЦВ 630/30
0,0013 (5)	0,0013 (5)	0,07 (250)	0,11 (400)	0,11 (400)	0,18 (630)	0,18 (630)
10	17	30	20	30	15	30
50 (3000)	50 (3000)	24,2 (1450)	24,2 (1450)	24,2 (1450)	24,2 (1450)	24,2 (1450)
70	47	109	186	137	—	175
2,0	2,5	6	6	6	5	5
Морская вода		Морская вода		Пресная вода		
М11МШК	П12МШК	АМ82-4	АНЦ82-4	АНЦ92-4	АНЦ91-4	АНЦ101-4
0,55	0,71	32	32	50	42	70
175—320	175—320	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380
62	68	524	559	755	800	1050
		ВЗ				
491	516	1100	1175	1300	1230	1368
295×300	312×305	552×702	633×736	740×796	655×850	500×900
32	32	200	250	250	250	250
20	25	125	200	200	250	250
ГЦ1с			ВЦ1с			

НЦВ 25/80М	НЦВ 100/20	НЦВ 100/30	НЦВ 160/20	НЦВ 160/30	НЦВ 315/10	НЦВ 250/20
0,007 (25)	0,028 (100)	0,028 (100)	0,044 (160)	0,055 (160)	0,087 (315)	0,07 (250)
80	20	30	20	30	10	20
50 (3000)	50 (3000)	47,5 (2850)	23,8 (1430)	23,8 (1430)	23,8 (1430)	24,2 (1450)
34	193	136	117	85	274	148
5	6	6	6	6	5	6
Морская вода		Морская вода		Пресная вода		
АМ62-2	АМ52-2	АМ62-2	АМ71-4	АМ72-4	АМ71-4	АМЦ81-4
14	8	14	14	14	14	25
220/380	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380
205	152	175	255	270	296	500
			ВЗ			
1030	828	828	952	952	947	1060
535×500	325×550	404×550	514×650	514×650	533×560	552×702
80	125	125	150	150	200	200
60	100	100	120	125	200	150
ВЦ1с						

часть, узел соединительной муфты 16. Опорная часть насоса состоит из литой стойки (кронштейна) 15, в которой на радиальных шарикоподшипниках вращается вал. Подшипники установлены в стаканах 14 и закрыты крышками 13. Густая смазка в подшипники подается через колпачковые масленки 12. Для защиты внутренней полости опорной стойки от проникновения паров перекачиваемой жидкости и пыли, а также переднего подшипника от попадания перекачиваемой или затворной жидкости при усиленной утечке из узла уплотнения вала насоса на валу установлены два отбойника 11.

Детали, соприкасающиеся с перекачиваемой средой, изготовлены из углеродистой, хромоникелевой или хромоникельмолибденовой стали. Узел уплотнения вала — сальник с мягкой набивкой или торцовое уплотнение; оба варианта взаимозаменяемые. Сальник с мягкой набивкой состоит из корпуса 6, защитной втулки 7, кольца сальника 8, пяти колец набивки 9, крышки сальника 10 из двух половин и грундбуksы 5. Торцовое уплотнение состоит из корпуса; защитной втулки вала, на которой закреплено вращающееся кольцо пары трения; фторопластового или полипропиленового сальфона с навернутым неподвижным кольцом пары трения; крышки и пружины, защищенной пластмассовой трубкой от коррозии, возникающей от утечки перекачиваемой жидкости или ее паров. Рабочее колесо насажено на вал на шпонке и закреплено гайкой 2. Литой корпус насоса прикреплен к кронштейну шпильками, число которых кратно четырем, благодаря чему патрубок, направленный обычно вертикально вверх, может быть повернут на угол, кратный 90° .

При разработке любого центробежного насоса перед конструктором стоят следующие задачи: разгрузка рабочего колеса от осевых гидравлических сил; восприятие осевых и радиальных гидравлических сил, возникающих в насосе при его работе; создание надежного и долговечного узла уплотнения вала насоса.

Обычно для разгрузки рабочего колеса от осевых сил используют три конструктивных варианта: разгрузочные отверстия, закрытый и открытый импеллеры.

Для центробежных консольных насосов применяют в основном две схемы восприятия осевых сил, действующих на ротор насоса: 1) фиксирование в осевом направлении одного из подшипников, который целиком воспринимает осевые нагрузки; второй подшипник образует так называемую плавающую опору; 2) установку подшипников враспор, когда осевые нагрузки воспринимает ближайший к электродвигателю задний подшипник или передний подшипник при направлении осевых нагрузок соответственно в сторону привода и в сторону всасывания.

При установке подшипников враспор упрощается конструкция опорного узла насоса, так как и внутренние, и наружные их кольца не надо фиксировать в осевом направлении. Недостаток этой схемы — необходимость тщательной установки и выверки монтажного зазора между торцами подшипника и его крышкой. Величина этого зазора 0,1—0,15 мм, его назначение — компенсация линейного расширения участка вала между подшипниками при повышении их температуры во время работы насоса.

В насосах рассмотренного типа применена схема с фиксированным задним подшипником. Внутреннее кольцо подшипника закрепляют гайкой полумуфты через упорную втулку, благодаря чему предотвращается его осевое перемещение. Наружное кольцо устанавливают в стакане и фиксируют его буртом. Стакан пре-

дохраняет расточки кронштейна от обмятия наружным кольцом подшипника. Для насосов, перекачивающих жидкость с небольшим количеством взвешенных частиц, такая мера предосторожности излишняя, поскольку в таких насосах нет ударных нагрузок. Кроме усложнения и удорожания конструкции опорной части при установке стаканов вносится дополнительная посадка в размерную цепочку насоса и требуется увеличение зазора в замыкающем звене — цилиндрическом уплотнении рабочего колеса. Предотвращение осевого перемещения переднего подшипника круглой гайкой на валу нецелесообразно, так как он не воспринимает осевых нагрузок. Гайка ослабляет консольную часть вала и снижает несущую способность опорной части насоса.

Может быть использован один из двух вариантов узла уплотнения: сальник с мягкой набивкой либо одинарное торцовое уплотнение с сальфоном. Преимущества торцового уплотнения по сравнению с мягким сальником: малая утечка (0,03—0,05 л/ч против 3—5 у мягкого сальника), большая продолжительность работы до замены (2000—4000 ч против 800—1200), не требуется обслуживания. И в то же время мягкий сальник конструктивно прост, дешевле в изготовлении, надежен в эксплуатации; при увеличении утечки «сигнализирует» о своем выходе из строя и необходимости замены. При установке мягкого сальника не надо разбирать насос для замены набивки.

Проведена унификация опорной части, узла уплотнения и соединительной муфты. При всей несхожести конструкций центробежных консольных насосов различных типов по назначению и конструктивному оформлению узлы опорной стойки и соединительной муфты у них очень близки. Поэтому в первую очередь и была проведена межтиповая унификация этих узлов. Разработаны типоразмерные ряды унифицированных опорных стоек (УОС) и унифицированных муфт (УРМ) для них. В результате в 8—10 раз сократилось число типоразмеров опорных стоек и муфт.

Унифицированная опорная стойка (рис. 3.22) состоит из кронштейна 1, в котором на шарикоподшипниках вращается вал, крышек подшипников 3 и 4, отбойника 2. Предусматриваются восемь типоразмеров опорных стоек и регламентируются основные габаритные и присоединительные их размеры (табл. 3.8). Главным параметром опорной стойки принят диаметр вала d под подшипник в миллиметрах, входящий в обозначение унифицированной опорной стойки.

Конструкции стоек и опорной части насоса, показанных на рис. 3.22, отличаются немногим. Подшипники в кронштейн установлены без стаканов (кроме УОС-90 и УОС-110). Правда, размеры кронштейна таковы, что при необходимости можно расточить гнезда под подшипники и установить в них стаканы. Передний подшипник не фиксируется от осевого перемещения (кроме УОС-90 и УОС-110), Гуммированный отбойник устанавливают

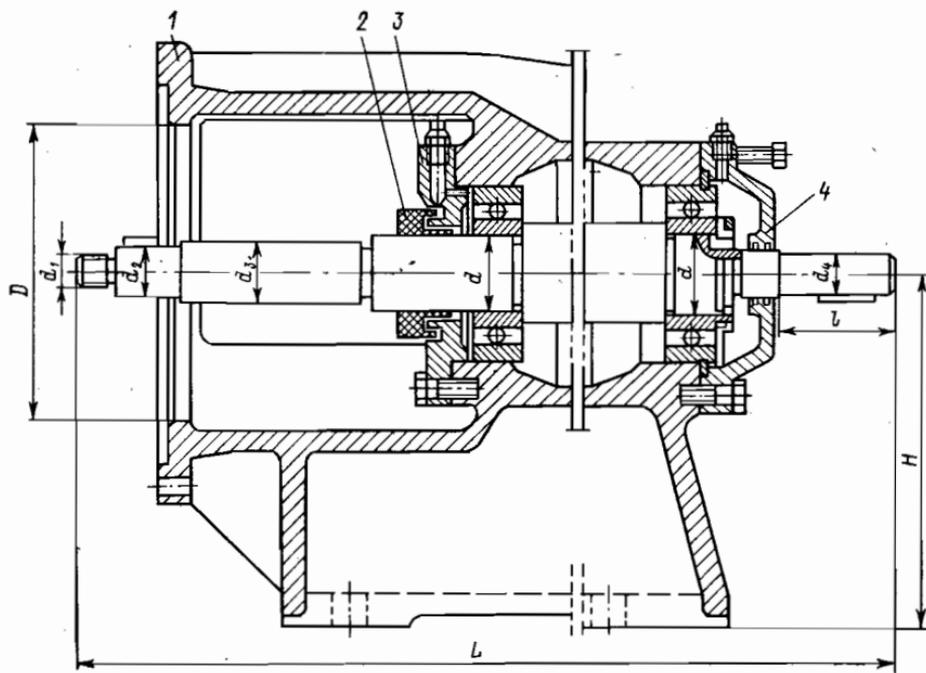


Рис. 3.22. Конструкция унифицированной опорной стойки

на вал с натягом, что исключает необходимость его стопорения винтом от осевого перемещения. Колпачковые масленки заменены пресс-масленками.

Предусмотрено несколько исполнений каждой стойки, так как УОС применяют в насосах самых различных типов. В типоразмерный ряд УОС включены следующие исполнения стоек: по посадочной поверхности под рабочее колесо — цилиндрическая и коническая; по типу смазки и наличию охлаждающей камеры

Таблица 3.8

Основные размеры, мм, унифицированных опорных стоек

Тип стойки	d	d_1	d_2	d_3	d_4	D	L	l	H	Крутящий момент, $M_{кр} \cdot 10^{-2}$, Н·м
УОС-25	25	M10×1,25	18	20	20	110	370	35	120	32,34
УОС-35	35	M12×1,25	20	28	25	150	455	60	150	64,68
УОС-40	40	M16×1,25	25	30	28	150	495	60	170	107,8
УОС-50	50	M20×1,25	32	38	38	170	565	80	180	294,0
УОС-60	60	M20×1,25	40	48	48	210	710	110	200	411,6
УОС-70	70	M30×2	45	55	55	230	752	110	250	637,0
УОС-90	90	M36×3	62	70	60	360	920	115	280	1078,0
УОС-110	110	M42×3	80	90	75	420	1062	115	320	1960,0

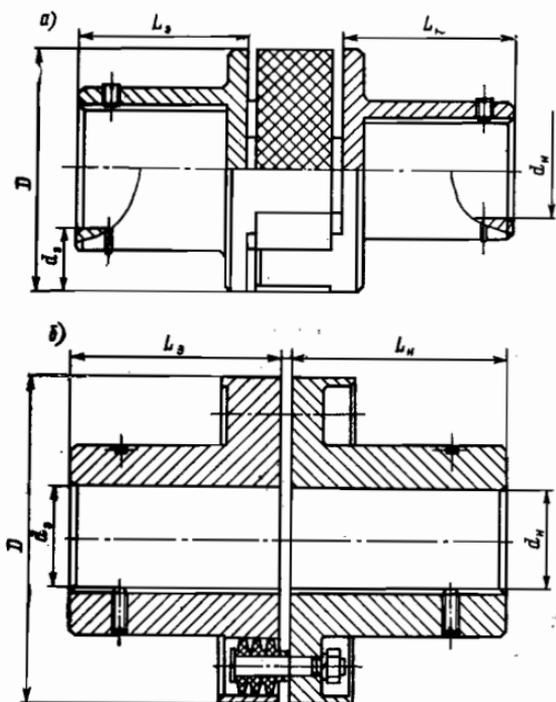


Рис. 3.23. Упругая муфта

в кронштейне — жидкая с охлаждением и густая без охлаждения; по схеме установки подшипников с фиксированным подшипником и враспор; по способу установки подшипников — без стаканов и в стаканы; по конструкции фиксирующей опоры — с одним радиальным шарикоподшипником и с двумя радиально-упорными шарикоподшипниками.

В унифицированный ряд соединительных муфт УРМ входят упругие муфты двух типов со звездочкой (рис. 3.23, а) и втулочно-пальцевые (рис. 3.23, б). Ряд разбит на восемь групп по числу типоразмеров стоек, так как стойки каждого типоразмера можно соединять с различными по мощности, исполнению и числу пар полюсов электродвигателями. Каждая группа муфт состоит из насосных полумуфт 2—3 типоразмеров и полумуфт электродвигателя 3—4 типоразмеров в зависимости от размера концов валов электродвигателей, которые могут быть соединены с данной стойкой. В табл. 3.9 приведены основные размеры полумуфт унифицированного ряда.

Первые три группы упругих муфт для УОС-25, УОС-35 и УОС-40 — со звездочкой, остальные — втулочно-пальцевые. Из табл. 3.9 видно, что для стоек всех типоразмеров используют полумуфты насоса и полумуфты электродвигателя соответственно 19 и 14 типоразмеров, так как в соседних группах встречаются полумуфты электродвигателя одинаковых типоразмеров.

Основные размеры, мм, полумуфт унифицированного ряда

Тип муфты	Диаметр муфты D	Полумуфта				Тип муфты	Диаметр муфты D	Полумуфта			
		насоса		электро-двигателя				насоса		электро-двигателя	
		d_H	L_H	$d_Э$	$L_Э$			d_H	L_H	$d_Э$	$L_Э$
УРМ-25	50	20	30	18	40	УРМ-60	170	48	100	42	110
				22	50					48	
	60			28	60		190			60	140
				80	32		80			220	
УРМ-35	60	25	50	22	50	УРМ-70	190	55	110	48	110
				28	60					60	
	80			32	80		220			70	140
				38							
УРМ-40	80	28	60	32	80	УРМ-90	220	60	120	60	140
				38							
	100			42	110		260			80	170
				48							
УРМ-50	140	38	80	38	80	УРМ-110	220	75	120	70	140
				42							
	170			48	110		260			90	170
				190			60			140	

Рассмотрим конструкции модернизированных центробежных горизонтальных консольных насосов, в которых применены унифицированные опорные стойки и муфты. Модернизация насосов заключалась в применении унифицированной опорной стойки (с посадкой рабочего колеса на вал по цилиндрической поверхности, на густой смазке, с фиксированным задним однорядным радиальным шарикоподшипником, без стаканов), изменении конструкции узла торцового уплотнения, использовании унифицированной соединительной муфты.

Насос, показанный на рис. 3.24, состоит из следующих основных узлов и деталей: корпуса 2, рабочего колеса 3, всасывающей крышки 1, узла уплотнения 4, унифицированной опорной стойки 5, узла соединительной муфты 6. Материал деталей проточной части не изменен.

Торцовое уплотнение вала насоса — нормализованное одинарное (рис. 3.25, а) или двойное (рис. 3.25, б). На защитной втулке 1 вала установлены вращающиеся детали уплотнения: обойма 2, в которой размещены несколько пружин 9, коническое кольцо 3 из фторопласта, вращающееся кольцо 4 пары трения. Неподвижные детали расположены в корпусе 5 уплотнения. Неподвижное кольцо 7 пары трения закреплено нажимной крышкой 6, гильзой 8 и стопорным кольцом 10. Двойное торцовое уплотнение состоит как бы из двух одинарных. Унифицированы корпус уплотнения, защитная втулка, пакет вращающихся деталей, неподвижные и стопорные кольца, нажимная крышка; не унифицирована только гильза, длина которой в двойном уплотнении короче.

Двойное торцовое уплотнение применяют в том случае, когда недопустима утечка перекачиваемой жидкости наружу или твердые включения в ней превышают 0,2 % по массе, а также при вакууме перед узлом уплотнения. В двойное торцовое уплотнение следует подавать затворную жидкость под давлением, большим (на 0,05—0,1 МПа), чем на входе в насос, которая образует гидрозатвор, препятствующий утечке перекачиваемой жидкости. Затворная жидкость, протекающая через детали пары трения, должна быть без твердых включений и с температурой не более 40 °С. Поэтому надежность и долговечность узла уплотнения значительно

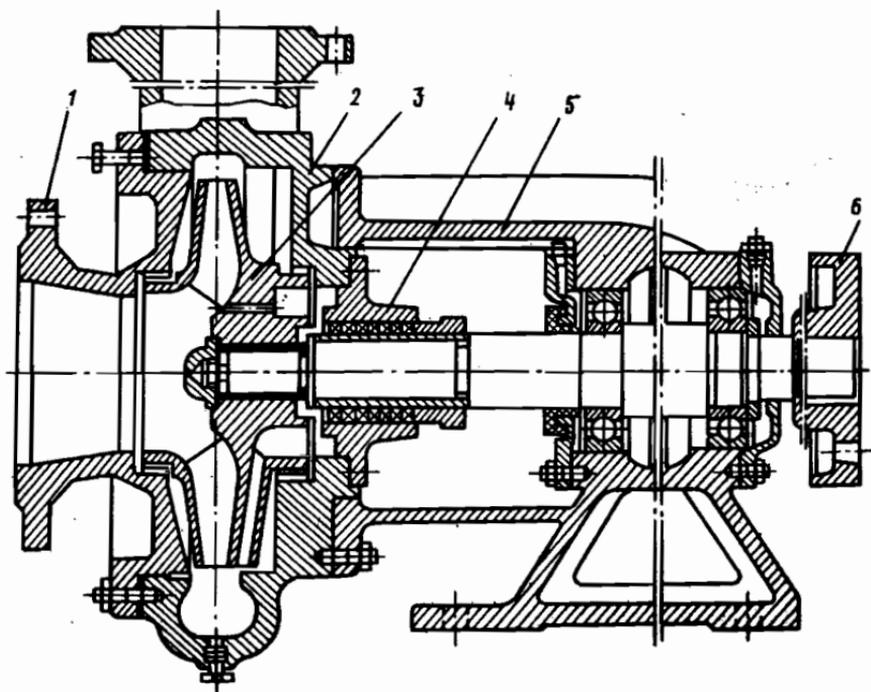


Рис. 3.24. Модернизированный консольный насос

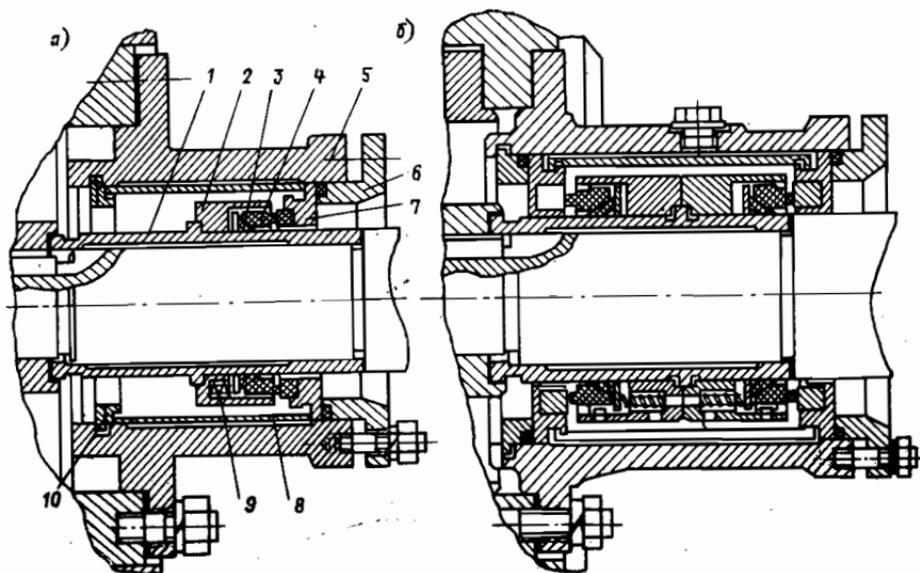


Рис. 3.25. Торцовые уплотнения: а — одинарное; б — двойное

возрастают по сравнению с торцовым уплотнением, работающим в перекачиваемой жидкости. Двойное торцовое уплотнение, а не сальник с мягкой набивкой, применяют в том случае, когда не допускается попадание в большом количестве затворной жидкости (3—5 л/ч) в перекачиваемую и когда расход затворной жидкости ограничен десятками долями литра в час.

Консольные насосы типа К перекачивают воду и подобные ей жидкости с температурой до 105 °С и содержанием взвесей до 0,2 % по массе. Конструктивно они схожи с насосами, представленными на рис. 3.24, но отличаются следующим: детали проточной части изготовлены из серого чугуна, корпус узла уплотнения отлит за одно целое с корпусом насоса, в насосах некоторых типов подшипники унифицированных стоек установлены враспор.

3.11. Зарубежные центробежные консольные насосы

Центробежные консольные насосы за рубежом развивались в направлении увеличения КПД, снижения кавитационного запаса, массы и габаритов, повышения их надежности и долговечности. Принципиальная основа конструкции — насос на отдельной опорной стойке — сохранялась неизменной. При всей простоте, надежности и отработанности такая конструкция, проверенная десятилетиями успешной работы в самых различных условиях при широком диапазоне перекачиваемых сред, не лишена эксплуатационных недостатков. И основной из них — необходи-

мость отсоединения от корпуса насоса всасывающего трубопровода, а в ряде конструкций и напорного при разборке насоса на месте эксплуатации для замены быстроизнашивающихся деталей. Отсоединение трубопроводов — сложная операция. Даже частичная разборка и сборка непосредственно на месте установки насоса — весьма трудоемкие операции, затрудняющие механизацию сборки. Поэтому велись поиски конструкции, не требующей отсоединения трубопроводов при разборке насоса и позволяющей заменять быстроизнашивающиеся детали в стороне от места его установки.

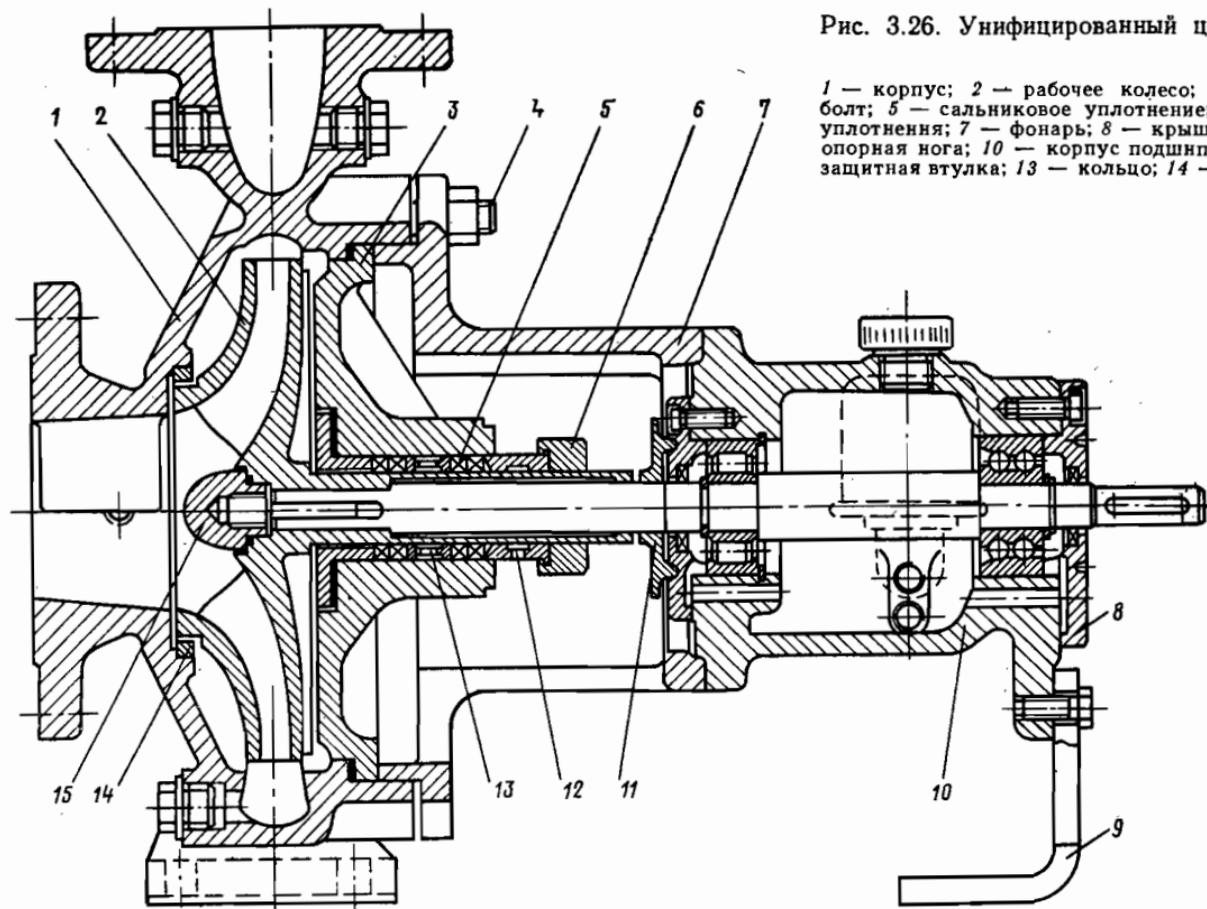
В значительной мере этим требованиям отвечает конструкция насоса, изображенная на рис. 3.26. Основное ее отличие от консольных насосов на отдельной стойке в том, что силовые нагрузки, возникающие в насосе при работе, воспринимает не опорная стойка, а корпус насоса, на котором есть лапы для крепления к фундаментной плите. Всасывающий и напорный патрубки отлиты за одно целое с корпусом. Изменена конструкция напорного патрубка — его ось расположена в плоскости, проходящей через ось вращения вала, и направлена вертикально вверх. Благодаря этому силы от массы напорного трубопровода и давления в нем не создают тангенциальных нагрузок на корпус насоса и не нарушают его центровки, а равномерно передаются на фундаментную плиту. Опорный кронштейн, в котором установлены подшипники вала, консольно прикреплен к корпусу насоса.

Основные узлы и детали насоса: корпус 1, рабочее колесо 2, крышка корпуса 3, узел уплотнения 5, фонарь 7, опорный кронштейн 10, подшипники, вал, опорная нога 9, уплотнение заднего подшипника и узел соединительной муфты. Соединительная муфта — с проставкой, чтобы насос можно было разбирать без демонтажа электродвигателя. Длину проставки выбирают из расчета полного выхода рабочего колеса из корпуса при смещении опорной части в сторону электродвигателя после удаления проставки. Удалив проставку и отвернув болты 4, опорную часть вместе с крышкой корпуса и рабочим колесом вынимают из корпуса насоса в сторону электродвигателя (а не в сторону всасывания, как в насосах на отдельной стойке).

Дальнейшую разборку можно производить в стороне от места установки насоса. Корпус насоса остается прикрепленным к фундаментной плите с присоединенными всасывающим и напорным трубопроводами. После замены изношенных деталей насос собирают в обратной последовательности, причем дополнительной центровки насоса с электродвигателем не требуется. Такое принципиальное конструктивное решение известно давно. Однако для насосов массового использования эта конструкция применялась сравнительно редко.

Конструкция насоса, корпус которого прикрепляют к фундаментной плите, по сравнению с насосами на отдельной стойке не лишена недостатков. Напорный его патрубок направлен только вертикально вверх, а корпус насоса на отдельной стойке можно поворачивать на угол, кратный 45 или 90°. Консольное расположение опорного кронштейна снижает жесткость опор, делает их

Рис. 3.26. Унифицированный центробежный консольный насос:



1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — крышка корпуса; 4 — болт; 5 — сальниковое уплотнение; 6 — крышка сальникового уплотнения; 7 — фонарь; 8 — крышка заднего подшипника; 9 — опорная нога; 10 — корпус подшипников; 11 — отбойник; 12 — защитная втулка; 13 — кольцо; 14 — уплотняющее кольцо; 15 — обтекатель

восприимчивыми к вибрационным нагрузкам, что отрицательно сказывается на долговечности подшипников. Фундаментная плита длиннее за счет длины проставки и смещения опорных платиков от опорной стойки к корпусу насоса, в связи с чем требуется больший расход материала на ее изготовление. Корпус насоса воспринимает все силовые нагрузки, поэтому его необходимо усиливать. Это ведет к увеличению расхода материалов и себестоимости, особенно при его изготовлении из высоколегированных сталей и дорогостоящих сплавов. Проставка муфты создает дополнительные нагрузки на задний подшипник опорной части насоса. Эти недостатки не очень существенны, поэтому конструкция насоса, показанная на рис. 3.26, весьма перспективна для насосов общего применения.

По предложению фирмы KSB (ФРГ) были разработаны национальные стандарты DIN 24255 и 24256 на центробежные консольные насосы для перекачивания соответственно воды и агрессивных жидкостей. Стандартами регламентированы подача, напор, частота вращения и основные габаритные и присоединительные размеры насосов, принципиальная конструкция которых аналогична показанной на рис. 3.26. К началу семидесятых годов ряд европейских фирм освоил выпуск насосов по этим стандартам. Однако, сохраняя принципиальную схему конструкции, основные параметры и размеры, каждая фирма по-своему решала отдельные элементы насоса. В табл. 3.10 приведены марки насосов выпущенных по DIN 24256.

Для удобства анализа каталожных материалов зарубежных фирм конструкция насоса по DIN 24256 разбита на ряд элементов, перечисленных в табл. 3.11. Для каждого элемента приведены возможные варианты его конструктивного решения и их условные буквенные обозначения.

Табл. 3.12 представляет собой кодированное описание конструкции насосов, марки которых даны в ней под порядковыми номерами, указанными в табл. 3.10. В табл. 3.12 приведены условные обозначения конструктивных вариантов выделенных элементов конструкции для каждой рассмотренной марки насосов. Таблица удобна для анализа и сравнения конструктивных решений, принятых для насосов рассматриваемого типа их изготовителями в разных странах.

Из всех способов разгрузки рабочего колеса от осевых нагрузок большинство насосных фирм предпочитает открытый импеллер, расположенный на заднем диске рабочего колеса ближе к ступице. Наружный диаметр лопастей импеллера меньше, чем диаметр рабочего колеса. Эта разница в диаметрах снижает потребляемую импеллером мощность по сравнению с импеллером, наружный диаметр которого равен диаметру рабочего колеса. Наружный диаметр импеллера выбирают с таким расчетом, чтобы давление перед узлом уплотнения вала всегда было выше атмосферного даже при глубоком вакууме на входе в насос и чтобы

Марки насосов зарубежных фирм

№ пп.	Фирма	Страна	Марка насоса
1	«Wortington—Wien»	Австрия	ЕСР
2	«Klaus—Union»	ФРГ	NO
3	«Slamson»	Франция	—
4	«Ryaland»	Англия	CBS
5	«La Bour Pumps»	»	—
6	«Halberg»	ФРГ	CBS
7	«Hammelratn und Schwenzler»	»	C—N
8	«Dickow»	»	NCL
9	KSB	»	СРК
10	«Ernst Vogel»	»	NC
11	«Guinard Pumpen»	»	ND
12	PEP	Англия	SCP
13	«Sulzer»	Швейцария	CZ
14	«Ensival»	Бельгия	CN
15	«Rütschi»	Швейцария	—
16	«Ahlström»	Финляндия	K
17	KPV	ГДР	KRSH
18	«Byron Jackson»	США	TXR
19	«Torishima Pump»	Япония	СРК
20	«Ochsner—Sohn»	Австрия	CN
21	«Sonesson (API)»	Швеция	NA
22	«Deutsche Steinzeug»	ФРГ	FNT
23	«Ruhrpumpen»	»	CSO
24	«Rheinhütte»	»	RCN
25	«Gentil»	»	CGA
26	«Virax»	Франция	CWG

Конструктивные элементы насоса

Элемент конструкции	Конструктивный вариант и его условное обозначение
Разгрузка рабочего колеса от осевых сил	Открытый импеллер у ступицы — А » » на периферии — Б Разгрузочные отверстия — В Закрытый импеллер — Г
Стопорные гайки рабочего колеса	Без стопорения — А Стопорение стопорной шайбой — Б » пластмассовой втулкой — В Глухое рабочее колесо — Г
Уплотнение гайки рабочего колеса с рабочим колесом	Резиновое кольцо — А Замок — Б Плоское — В Глухой замок — Г

Элемент конструкции	Конструктивный вариант и его условное обозначение
Наличие уплотняющих колес в корпусе насоса и их крепление	Есть, крепление винтом — А » без крепления — Б Нет, В
Соединение фонаря с корпусом насоса	Непосредственно — А Через крышку корпуса общими шпильками — Б Через крышку корпуса отдельным креплением — В
Соединение фонаря с кронштейном	По диаметру, близкому к наружному диаметру подшипника, — А Единая отливка — Б По диаметру, близкому к наружному диаметру кронштейна, — В
Восприятие осевых сил подшипниками	Фиксированным задним подшипником — А Подшипниками, установленными враспор, — Б
Тип переднего подшипника	Однорядный радиальный шариковый — А Роликоподшипник — Б Конический роликоподшипник — В
Крепление переднего подшипника от осевого перемещения на валу	Без крепления — А Винтом отбойника — Б Пружинным кольцом — В Защитной втулкой — Г
То же в корпусе	Без крепления — А Пружинным кольцом — Б Штифтом — В Буртом корпуса Г
Тип заднего подшипника	Однорядный радиальный шариковый — А » » с разрезным наружным кольцом — Б Двухрядный радиальный упорный — В Два радиально-упорных дуплексированных — Г Конический роликоподшипник — Д
Крепление заднего подшипника от осевого перемещения на валу	Без крепления — А Пружинным кольцом — Б Гайкой на валу — В

Элемент конструкции	Конструктивный вариант и его условное обозначение
Крепление заднего подшипника от осевого перемещения в корпусе	Без крепления — А Пружинным кольцом в корпусе — Б » » на подшипнике — В Буртом корпуса — Г
Место установки переднего подшипника	В фонаре — А В кронштейне — Б
Тип уплотнения подшипников	Фетровое кольцо — А Манжета — Б Лабиринтное — В
Местоположение уплотнения переднего подшипника	В отдельной крышке — А В фонаре — Б В кронштейне — В
Вид смазки подшипников	Жидкая — А Густая — Б
Стопорение защитной втулки вала	Шпонкой рабочего колеса — А Комбинированной шпонкой рабочего колеса — Б Отдельной шпонкой — В Без стопорения — Г
Длина защитной втулки	До крышки подшипника — А До отбойника — Б До крышки сальника — В До подшипника — Г
Уплотнение защитной втулки с рабочим колесом	Шип—паз — А Замок — Б Резиновое кольцо по валу — В Глухой замок — Г Плоское — Д Резиновое кольцо по торцу — Е » кольцо — Ж
Посадка отбойника	На вал — А На защитную втулку — В На отдельную втулку — В Без отбойника — Г
Крепление отбойника	Винтом — А Упором защитной втулки — Б Резиновым кольцом — В Без крепления за счет упругости — Г
Наличие камеры охлаждения вокруг узла уплотнения	Есть — А Нет — Б

Кодированное описание конструктивных элементов насосов

Элемент конструкции (см. табл. 3.11)	Фирма (см. табл. 3.10)																									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
1	А	Б, Г	А, В	А	А	А	А, В	А	В	А	В	А	А	Б	А	Г	В	А	А	А	В	А, В	А	А	А	А
2	Б	Г	В	В	В	А	В	А	В	В	А	А	А	Д	А	Г	Б	В	А	А	Г	А, В	В	В	В	В
3	Б	А	В	Г	Б	В	В	А	В	Г	В	А	Б	Б	В	—	В	В	Г	Г	В	—	Г	Г	Г	Г
4	Б	А	В	Б	Б	Б	В	А	В	Б	А	А	Б	А	В	В	В	В	А	А	В	В	В	В	В	В
5	А	Б	Б	Б	Б	Б	В	А	В	А	В	В	А	А	В	А	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В
6	А	Б	А	В	В	В	В	А, Б	В	А	В	А	Б	В	В	В	А	В	В	В	В	В	А	В	В	В
7	А	А	А	Б, А	А	Б	А, Б	А	А	А	А	А	А, Б	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
8	А	А	Б	А, Б	Б	А	А, Б	В	А	А	А	А	А, Б	А	Б	В	Б	А	А	Б	А	А	Б	Б	Б	Б
9	А	А	Б	А	В	А	А, В	В	А	А	А	А	А	Б	А	Б	Г	А	А	В	В	А	А	Б	Б	Б
10	А	А	Б	Б, А	Б	Б	А, В	Б	А	А	А	А	А, В	А	Г	Г	Б	А	А	Б	А	Б	В	Б	Б	Б
11	А	А	В	Г, А	Б	А	А, В	А, Г	А	А	А	А	А, В	А	А	Д	Б	В	А	А	А	Г	А, Г	Б	В	В
12	Б	Б	В	Б, А	Б	А	А, Б	Б	А	А	А	А	А, Б	А	В	В	Б	В	А	А	Г	В	Б	Б	Б	Б
13	В	Б	Б	Б, А	Б	А	Б	Б	А	А	А	А	А, Б	А	Г	Г	Б	В	А	Б	Г	А, Б	Б	Б	Б	Б
14	Б	Б	Б	А	А	А	Б	А	Б	Б	Б	Б	Б	А	Б	Б	В	В	Б	Б	Б	Б, Б	Б	А	А	А
15	Б	Б	Б	А	А	А	А	Б	А	Б	Б	Б	Б	А	Б	Б	В	В	Б	Б	Б	Б, Б	Б	А	А	А
16	Б	А	Б	А	А	Б	А	А	Б	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
17	А	Б	Б	А	А	Б	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
18	А	Б	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В
19	Б	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В
20	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
21	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А	А
22	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В
23	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В	А, В
24	А	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В
25	А	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В
26	А	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В	В

осевая нагрузка, действующая на рабочее колесо, была меньше заданной, определяемой долговечностью фиксирующего подшипника.

Крутящий момент передается от вала насоса на рабочее колесо при помощи призматической шпонки, а рабочее колесо на валу закрепляют профилированной гайкой. Примерно у половины рассматриваемых насосов гайка рабочего колеса не стопорится от самоотвертывания, у остальных контрится специальной шайбой или пластмассовой втулкой. Стопорение шайбой в значительной степени усложняет уплотнение стыка между гайкой и рабочим колесом и делает это уплотнение ненадежным. Для предотвращения проникновения перекачиваемой среды на вал насоса лучше вообще отказаться от стопорения гайки рабочего колеса. Более перспективна пластмассовая резьбовая втулка в гайке, которую навинчивают на вал насоса. Специальный профиль резьбы во втулке препятствует самоотвинчиванию гайки. Конструкция уплотнения стыка между рабочим колесом и гайкой может быть любой. И все же глухой замок универсальнее, так как в этом случае можно применять любой прокладочный материал.

Большинство фирм в корпусе насоса использует уплотняющее кольцо 14^т (см. рис. 3.26). Некоторые фирмы закрепляют это кольцо винтами, другие устанавливают его, не закрепляя, считая, что прессовая посадка кольца гарантирует его от поворота и осевого смещения во время работы насоса. Фонарь соединяют с корпусом насоса непосредственно через крышку корпуса общими шпильками или отдельным крепежом. Рациональнее непосредственное крепление фонаря к корпусу, так как при соединении через крышку корпуса вводится дополнительная посадка в размерную цепочку и увеличивается смещение оси уплотняющего пояска рабочего колеса относительно оси уплотняющего кольца корпуса. При увеличении смещения осей роторной и корпусной деталей в замыкающем звене (уплотняющая щель между рабочим колесом и корпусом) требуется расширение зазора между рабочим колесом и корпусом, что влечет за собой увеличение объемных потерь в насосе и снижение его КПД. Этот пример показывает, как те или иные конструктивные решения влияют на технический уровень насосного агрегата.

Фонарь и подшипниковый корпус отливают за одно целое или изготавливают отдельно. Объединение фонаря и подшипникового корпуса целесообразно с точки зрения уменьшения посадочных мест в размерной цепочке и получения преимуществ, о которых говорилось выше. Однако такой узел технологически сложнее в литье и дальнейшей обработке. Кроме того, с точки зрения унификации фонарь и подшипниковый корпус выгоднее изготавливать отдельно, поскольку такой корпус имеет три, реже четыре типоразмера, а фонарь — десять (по числу номинальных диаметров рабочих колес). При отдельном изготовлении этих деталей серийность подшипникового корпуса возрастает в два раза по сравнению с объединенной конструкцией.

Радиальные однорядные шарикоподшипники на передней и задней опорах, как правило, устанавливают враспор. Радиально-упорные шарикоподшипники в этом случае применять нецелесообразно.

Весьма разнообразны типы подшипников, устанавливаемых в задней фиксирующей опоре. Это шарикоподшипники однорядные радиальные, двухрядные радиально-упорные, сдвоенные радиально-упорные, однорядные радиальные с разрезным наружным кольцом и даже конические радиально-упорные роликоподшипники. Наиболее удобны при монтаже однорядные радиальные и двухрядные шарикоподшипники, но они не могут воспринимать значительных осевых нагрузок.

Внутреннее кольцо подшипника в фиксирующей опоре закрепляют пружинным кольцом или круглой гайкой, навертываемой на вал. Крепление на валу фиксирующего подшипника круглой гайкой может быть рекомендовано только в насосах, в которых возможно появление значительных осевых усилий, направленных в сторону всасывания.

Передний подшипник всегда устанавливают в расточке опорного кронштейна, т. е. в одной детали с задним подшипником; при этом обеспечивается расточка поверхностей под подшипники с минимальной или даже нулевой несоосностью, что является непременным условием надежной и долговечной работы подшипникового узла.

Несмотря на привлекательность конструкции с технологическим разъемом, предпочтительнее раздельная конструкция фланца и подшипникового корпуса с размещением переднего подшипника в одной детали с задним. Она проста, технологична и удовлетворяет требованиям взаимозаменяемости.

Почти все фирмы применяют для подшипников жидкую смазку, так как она долговечнее и более термостойкая, хорошо защищает внутреннюю полость подшипникового узла от коррозии и ее уровень и состояние постоянно можно контролировать.

Камера охлаждения в крышке корпуса вокруг узла уплотнения вала необходима для облегчения условий работы уплотнения вала при перекачивании жидкостей высокой температуры (до 200 °С и больше). Из соображений унификации крышку корпуса многие фирмы изготавливают с камерой охлаждения и в насосах, перекачивающих холодную жидкость; охлаждающая вода в камеру в этом случае может не подаваться. Узел уплотнения вала различные фирмы выполняют в трех взаимозаменяемых вариантах: сальник с мягкой набивкой, одинарное и двойное торцовое уплотнение. Каждый из них имеет несколько исполнений в зависимости от свойств перекачиваемой среды и требований к уплотнению. Конструкция узлов торцового уплотнения зависит от специализированных фирм, у которых их приобретают все насосные фирмы. Европейские насосные фирмы в центробежных насосах устанавливают торцовые уплотнения в основном следу-

Таблица 3.13
Типоразмеры насоса

Типоразмер насоса по DIN 24256	Деталь													
	Группа	Фонарь					Крышка корпуса			Кольцо корпуса				
		Фирма (см. табл. 3.10)												
		1	2	4; 6	5; 23; 24; 25; 26	8	15	1; 5; 8; 15; 23; 24; 25; 26	2	4; 6	1	4; 6	5; 24; 25; 26	15
32—125										1	1	1		1
40—125	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	2	2	1	2
50—125										4	3	3	2	3
65—125									2	5	4	4	3	4
32—160	1	2						2		1	1	1		1
40—160	2		2	2	2	2	2	3		3	2	2	1	2
50—160										4	3	3	2	3
32—200										1		1		1
40—200	3	3	3	3	3	3	3	3	4	2	2	2	1	2
50—200										4	3	3	2	3
65—160										6	4	5	3	4
80—160		4	4	4	4	4	4	4	5	7	5	6	4	5
65—200										6	4	5	3	4
80—200		5	5	5	5	5	5	5	6	7	5	6		5
100—200	2										6	7	4	6
32—250										2	2	8		4
40—250										3	3	9	1	3
50—250	6	6	6	6	4	6	6	6	7	4		10	2	7
65—250										6	4	5	3	4
80—250										7	5	6	4	5

Типоразмер насоса по DIN 24256	Деталь																	
	Группа	Фонарь						Крышка корпуса		Кольцо корпуса								
		Форма (см. табл. 3.10)																
		1	2	4; 6	5; 23; 24; 25; 26	8	15	1; 5; 8; 15; 23; 24; 25; 26	2	4; 6	1	4; 6	5; 24; 25; 26	15	23			
40—315	3	7	7	7	7	5	7	7	7	8	3	3	9	1	3			
50—315		7	7	7	7	5	7	7	7	9	5	4	10	2	7			
100—250	3	8	8	7	8	6	6	8	8	10	7	6	11	4	6			
125—250												7	12	5	8			
65—315		9	9		9	7	7	7	9	9	11	6	7	5	13	3	9	
80—315														12	8	14	4	5
100—315														13	6	11	6	
125—315														14	7	12	5	8
80—400		10	11		10	6	8	10	10	10	15	7	16	8	14	4	5	
100—400		16												6	11	6		
125—400		17												7	12	5	8	

ющих фирм: «Crane Packing», «Flexibox», «Pacific», «Burgmann», «Seal».

Конструкция центробежных консольных насосов, описанная в этом разделе, удобна для проведения унификации.

Все детали насоса (см. рис. 3.26) можно разбить на три группы. Первая группа — это неунифицируемые (в пределах внутритиповой унификации) детали — корпус насоса и рабочее колесо. Как правило, все фирмы для каждого типоразмера используют оптимально спроектированные рабочие органы с учетом гидравлических параметров. И лишь несколько фирм для одного типоразмера из 31, предусмотренного стандартом DIN 24256, заимствуют рабочее колесо соседнего типоразмера. Таким образом, практикой зарубежных насосных фирм подтверждается нецелесообразность внутритиповой унификации рабочих органов центробежных насосов.

Вторая группа — унифицируемая — включает в себя опорный кронштейн, вал, подшипники, крышку 8 заднего подшипника, кольцо 11, гайку 15 и шпонки рабочего колеса, муфты, крепежные детали опорной части и детали узла уплотнения (если сальник с мягкой набивкой, это — защитная втулка 12 вала, кольцо 11 и крышка 6 сальника, кольцо набивки 5). Для 31 типоразмера насосов, параметры которых находятся в предусмотренных стандартом DIN 24256 пределах, все фирмы используют три типоразмера унифицированной группы.

Фонарь и крышка корпуса относятся к третьей группе. Размеры их зависят и от размеров опорной части, т. е. унифицированной группы, и от размеров корпуса насоса, т. е. неунифицируемой группы. К этой же группе можно отнести уплотняющее кольцо 14 корпуса.

В табл. 3.13 в соответствии с DIN 24256 объединены типоразмеры насосов в группы, в которых применен тот или иной типоразмер унифицированной детали (группы). Фирмы в ней обозначены номерами по порядку следования в табл. 3.10. Из табл. 3.13 видно, что различные фирмы для насосов 31 типоразмера применяют фонари, крышки корпуса и уплотняющие кольца соответственно 7—11, 10—17 и 5—14 типоразмеров.

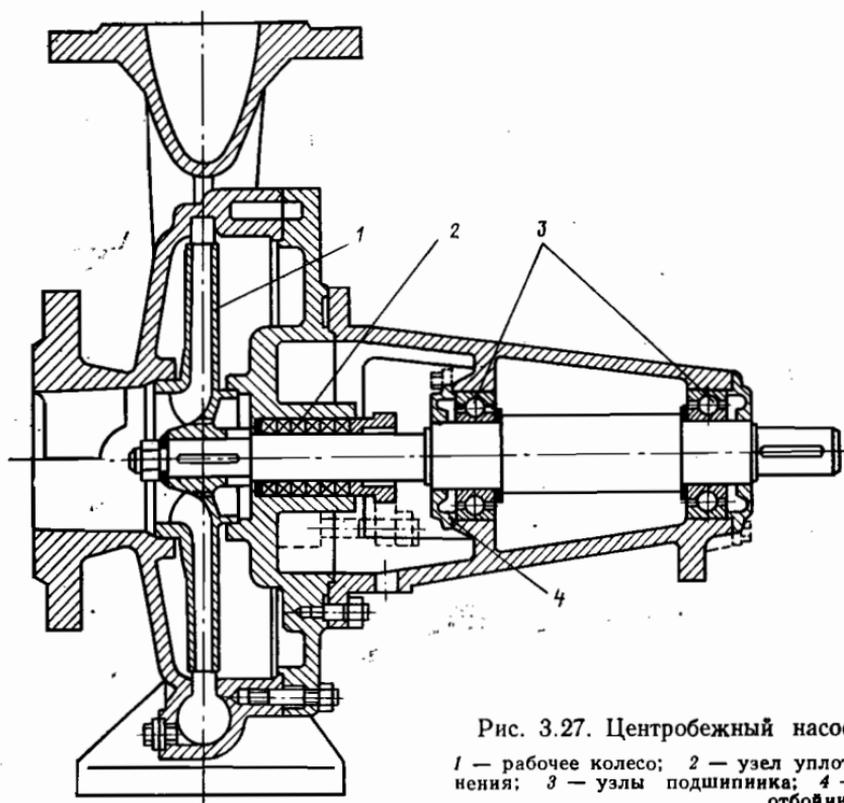


Рис. 3.27. Центробежный насос:

1 — рабочее колесо; 2 — узел уплотнения; 3 — узлы подшипника; 4 — отбойник

Конструктивно насосы различных фирм для перекачивания воды (DIN 24255) и агрессивных жидкостей (DIN 24256) различаются мало, Фонарь и подшипниковый корпус насосов для перекачивания воды (рис. 3.27) большинства фирм отлиты за одно целое. Подшипники, как правило, установлены враспор, причем применяют радиальные однорядные шарикоподшипники. Некоторые фирмы еще более упрощают и удешевляют конструкцию, закрепляя крышки подшипников пружинными кольцами, вставляемыми в расточку подшипникового корпуса. Стыки в таких насосах уплотняют плоскими прокладками.

В последние годы за рубежом (особенно в западноевропейских странах) разрабатывают насосы с улучшенными эксплуатационными свойствами, обеспечивающие легкость и малую трудоемкость обслуживания, а также сборки и разборки для замены быстроизнашивающихся деталей и узлов. Перспективным следует считать консольный насос с опорой его корпуса на фундаментную плиту, консольным расположением корпуса подшипников и соединительной муфтой с проставкой.

3.12. Бессальниковые герметичные насосы

Бессальниковый насос представляет собой агрегат, состоящий из центробежного насоса и специального электропривода. Как видно из самого названия, бессальниковый насос не имеет сальника, через который в обычных насосах выводится наружу вращающийся конец вала, соединенный с приводом.

На рис. 2.16 представлена конструкция бессальникового насоса с сухим статором. Такие насосы позволяют изготавливать статор электродвигателя из обычных материалов, применяемых в электротехнике. Слабым звеном насоса является тонкая (толщиной 0,5 мм) немагнитная металлическая перегородка, которая должна обеспечить надежную герметизацию насоса и не допустить попадания воды в статор.

Рассмотрим подробнее элементы герметичного насоса с сухим статором. Одним из наиболее ответственных и в то же время специфичных узлов бессальникового насоса является статорная перегородка. Она обязана обеспечить эксплуатационную надежность по самому главному требованию — герметичности.

При конструировании бессальниковых насосов к главным задачам относятся анализ всех факторов, влияющих на работу перегородки, и выполнение прочностного расчета перегородки с учетом этих факторов. Материалы, применяемые для перегородки, должны обладать следующими свойствами: немагнитностью (для уменьшения потоков рассеивания); высоким удельным сопротивлением (для уменьшения электрических потерь в перегородке); высокой коррозионной стойкостью; возможно более высокими механическими и пластическими свойствами; хорошей свариваемостью.

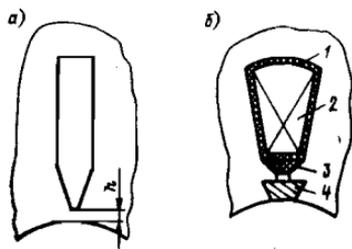


Рис. 3.28. Паз статора: *а* — закрытый; *б* — открытый

1 — изоляция; 2 — обмотка; 3 — клин; 4 — прочностной клин

По условиям обеспечения хороших технических параметров электродвигателя толщина перегородки должна быть как можно меньше. В бессальниковых насосах перегородка выполняется, как правило, толщиной 0,4—0,5 мм. В качестве материалов для нее используются сплавы ЭН-422 и ЭИ-435 стали Х1812Т и ХН-70.

По концам перегородку приваривают к корпусу статора контактной роликовой или аргоно-дуговой сваркой. Перед сваркой концы перегородки на свариваемой длине развальцовывают до плотного соприкосновения с поверхностью статора. Для высокого качества приварки эти операции должны быть автоматизированы и в процессе сварки должен автоматически поддерживаться заданный режим. Сварку контролируют путем опрессовки с последующей проверкой на герметичность гелиевым течеискателем. При применении аргоно-дуговой сварки имеется возможность дополнительно проверить качество сварного шва рентгеном.

Изготовление статорной перегородки, ее установка в расточку статора, развальцовка и приварка концов — наиболее ответственные и тонкие технологические операции, требующие особо тщательного и качественного исполнения.

Поскольку тонкая перегородка не в состоянии воспринять высокие внутренние давления, ее прочность при этих давлениях целиком обеспечивается пакетом статора, на который она опирается. Пакет статора выполняют шихтованным, т. е. набирают из отдельных штампованных тонких листов (0,35—0,50 мм), изготавливаемых из электротехнических сталей (Э-11, Э-12, Э-31, Э-32 и Э-320).

Чтобы обеспечить необходимую механическую прочность статорной перегородки, паз статора делают закрытым (рис. 3.28, *а*). Размер перемычки выбирается из условий прочности и зависит от диаметра расточки и действующего давления. В выполненных насосах он составляет 1,0—1,5 мм.

Для насосов малой мощности (с небольшим диаметром расточки статора) можно применять открытые пазы статора (рис. 3.28, *б*), которые после укладки обмотки закрывают прочностными клиньями.

Поверхность листов перед сборкой в пакет статора изолируют тонким слоем бакелитового лака либо фосфатируют тонким фосфатным слоем. Для монолитности пакета статора листы, набранные в пакет, спрессовывают давлением до 4 МПа. С целью уменьшения влияния разной толщины отдельных листов на равномерность спрессовки пакет статора набирают так, чтобы листы совмещались местами с разной толщиной (т. е. место минимальной

толщины одного листа совмещают с местом максимальной толщины другого листа). Одним из технологических приемов для обеспечения такой сборки является штамповка листов с поворотом.

В некоторых конструкциях для монолитности пакета пропитывают его бакелитовым лаком под вакуум с последующим воздействием давлением до 1,0 МПа и полимеризацией.

Для обеспечения ровной (без уступов) поверхности расточки статора с целью создания благоприятных условий для работы перегородки рекомендуется производить шлифовку статора после окончательной сборки пакета, хотя это может вызвать некоторое увеличение потерь в статоре.

Расчет перегородки на прочность — весьма сложная задача. В этом расчете необходимо учитывать не только напряжение от давления, но и возникающие при различных режимах (в том числе и переходных) температурные напряжения. В свою очередь, температурные напряжения зависят от распределения температур различных частей статора. Теоретически определить эти температуры, особенно в переходных режимах, можно приближенно. Поэтому расчет прочности перегородки носит оценочный характер. Основная проверка прочности перегородки должна быть при испытании опытных образцов. В этом случае необходимо воспроизвести все эксплуатационные режимы работы насоса.

Необходимо также иметь в виду, что минимальное давление в роторной полости, при котором возможна безопасная эксплуатация насоса, равно давлению, при котором за счет деформации перегородки ликвидируется монтажный зазор между статором и перегородкой. При наличии некоторого зазора между перегородкой и статором эксплуатация насоса опасна, так как перегородка может прийти в колебательное движение и за короткий период потерять герметичность из-за образования усталостных трещин. Минимальное давление может быть найдено из выражения $p_{\min} \geq 2\delta \Delta E/D^2$, где δ — толщина перегородки; Δ — диаметральный монтажный зазор; E — модуль упругости материала перегородки; D — диаметр перегородки.

Нужно, чтобы действующие на перегородку усилия от внутреннего давления и от температурных расширений не приводили к образованию остаточных деформаций, т. е. чтобы перегородка всегда работала в упругой области. Пакет статора не должен расслаиваться под действием усилий от внутреннего давления, так как в противном случае в образовавшиеся зазоры между листами будет вдавливаться перегородка, что приведет к ее разрушению.

Различают два типа конструкции статора: жесткий и с компенсаторами.

Жесткий статор (рис. 3.29) представляет собой систему, не имеющую каких-либо компенсационных звеньев в осевом направлении. В такой системе напряжения от разности температурных деформаций в осевом направлении целиком будут восприниматься

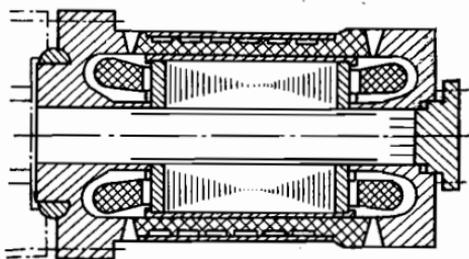


Рис. 3.29. Жесткий статор

перегородкой, в связи с тем что корпус статора имеет значительно большую жесткость, чем перегородка.

В представленном на рис. 3.30 статоре с компенсаторами 1, выполненными в виде гибких диафрагм, последние позволяют компенсировать разность температурных расширений в осевом направлении, а также иметь

различной осевую деформацию корпуса и деформацию перегородки. Это создает более легкие условия работы перегородки, хотя конструкция статора получается сложнее.

Сам статор следует выполнять обязательно прочноплотным, т. е. обеспечивающим надежную герметизацию установки при рабочем давлении в случае потери герметичности статорной перегородки, так как перегородка статора — одно из наименее надежных мест бессальникового насоса. У такого статора подвод тока к обмотке осуществляется с помощью специальных герметичных электровводов (гермовводов) различной конструкции.

На рис. 3.31 изображен гермоввод с применением изолирующих керамических деталей и герметизирующих прокладок. Стержень 7 изолирован от корпуса двигателя керамическими изоляторами 8 и 11. Гермоввод монтируют на отдельном фланце. Герметизация стержня осуществляется с помощью двух медных освинцованных прокладок 10 и 1, затяжка которых производится гайкой 5 через пакет пружин 4 и изолятор 3. Пакет пружин служит для компенсации разности линейных расширений при нагревании. Кабель 12 от обмотки припаивают к стержню, а внешний кабель — к наконечнику 6. Фланец 9 прикреплен к корпусу статора, для герметизации установлена медная прокладка 2.

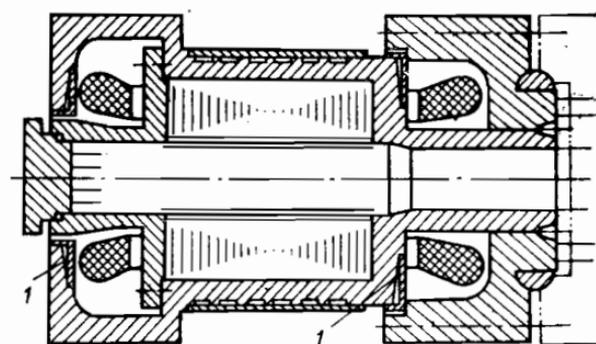


Рис. 3.30. Статор с компенсаторами 1

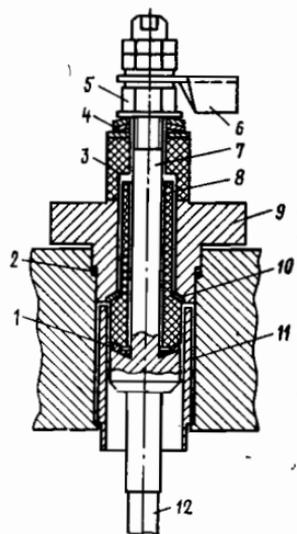


Рис. 3.31. Гермоввод типа I

На рис. 3.32 изображен гермоввод с применением фторопластовых герметизирующих и изолирующих втулок. В нем стержень 6 герметизирован втулкой 10 из фторопласта. Усилие создается пакетом пружин 7 и передается на втулку через гайку 3. Изоляция осуществляется с помощью фторопластовых втулок 4, 9 и 11 и керамической втулки 5. Гермоввод собирается во фланце 8, который приварен к корпусу статора. Внешний кабель подсоединен к разрезной клемме 2 стяжным болтом 1.

На рис. 3.33 изображена еще одна разновидность гермоввода. Стержень 1 смонтирован во втулке 3. Герметизация осуществляется заливкой специальной изоляционной массой 2. Для восприятия усилий от давления на внутренней поверхности втулки сделана резьба полукруглого профиля. Втулка 3 приварена к корпусу статора.

При закрытом пазе обмотку выполняют из заранее заготовленных жестких катушек, протаскиваемых через пазы железа. Катушки изготовляют из обмоточного провода прямоугольного сечения марки ПДСК. Заранее формируют лобовую часть только с одной стороны. После наложения изоляции пазовую часть катушки опрессовывают и спекают в специальной пресс-форме.

Для улучшения условий теплоотвода от обмотки пазовую часть катушек стремятся выполнить как можно точнее, чтобы уменьшить воздушный зазор между обмоткой и железом статора.

Вторую лобовую часть катушек формируют после укладки (протаскивания) всех катушек в пакет железа статора.

Соединение в обмотке осуществляется пайкой серебряным припоем. Места пайки нагревают специальными индукторами

с помощью токов высокой частоты. Это позволяет нагреть место пайки без повреждения изоляции на прилегающих участках.

В статорах с открытым пазом можно применять обмотку из провода круглого сечения. Для электроизоляции обмотки следует применять более термостойкие материалы (стеклоленту, стеклотекстолит, кремнийорганические лаки и компаунды).

Для обеспечения ровной (без уступов) поверхности расточки

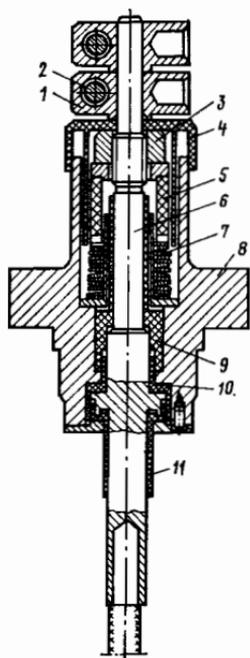


Рис. 3.32. Гермоввод типа II

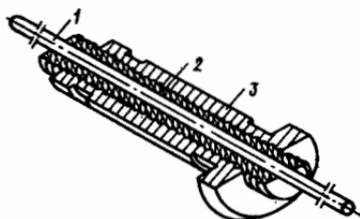


Рис. 3.33. Гермоввод типа III

статора с целью создания благоприятных условий для работы перегородки шлифовку рекомендуется проводить после окончательной сборки пакета.

Применяются два типа роторов: цельнокованный, в котором активное железо ротора выполнено за одно целое с валом; составной, в котором активное железо ротора выполнено отдельно от вала.

Цельнокованный ротор изготавливается из стали 0Х17Н. У составного ротора активное железо ротора может быть выполнено как монолитным, так и шихтованным. Ротор имеет короткозамкнутую беличью клетку, которую выполняют либо заливкой, либо сборкой из стержней, приваренных к кольцам. Материал беличьей клетки — алюминий, медь, латунь. Как правило, ее защищают от контакта с водой. Для этого по торцам ротора на вал надевают и герметично приваривают плиты из нержавеющей стали, а на цилиндрическую поверхность надевают нержавеющую рубашку из стали 0Х17Н или 0Х18Н10Т, которую приваривают к этим плитам.

Насос обычно имеет два контура охлаждения: внешний, в котором циркулирует вода системы технического водоснабжения; внутренний, в котором циркулирует охлажденная вода, перекачиваемая насосом.

Система охлаждения может быть централизованной и автономной. При централизованной схеме охлажденная вода подводится от холодильника и, пройдя полость двигателя, через разгрузочные отверстия поступает на всасывание насоса. Таким образом, циркуляция во внутреннем контуре охлаждения осуществляется за счет напора самого охлаждаемого насоса.

Автономная система охлаждения может быть выполнена по двум схемам. При первой схеме циркуляция по автономному контуру осуществляется за счет напора, создаваемого рабочим колесом охлаждаемого насоса. Охлажденная в автономном холодильнике вода первого контура, пройдя полость двигателя, через разгрузочные отверстия рабочего колеса поступает на всасывание насоса. При второй схеме циркуляция по автономному контуру осуществляется вспомогательным колесом, расположенным на одном валу с основным рабочим колесом. Охлажденная в автономном холодильнике вода первого контура поступает на всасывание вспомогательного колеса; пройдя через полость двигателя, она возвращается в автономный холодильник. При необходимости циркуляция в автономном контуре может создаваться и отдельным насосом. Конструктивно автономный холодильник может быть расположен отдельно или устроен в корпусе насоса.

3.13. Неисправности центробежных насосов

Ниже приведены основные неисправности центробежных насосов и способы их устранения.

Неисправности центробежных насосов и способы их устранения

Вероятная причина

Способы устранения

Перегрузка двигателя насоса

Пуск при открытой задвижке на линии нагнетания или отсутствие противодействия в линии

Пустить насос в ход при закрытой задвижке, постепенно открывая ее после того как будет достигнута нормальная частота вращения

Большое неуравновешенное осевое давление, осевой сдвиг ротора, неправильная работа разгрузочного диска

Обеспечить свободный отвод воды из камеры разгрузки в приемный патрубок насоса, устранить перекос деталей, отрегулировать осевые зазоры

Загрязнение проточной части насоса

Промыть и прочистить проточную часть

Перекачивание вязкой жидкости

Увеличить подогрев перекачиваемой жидкости

Неправильная центровка ротора: задевание его о корпус, заедание уплотнительных колец

Отцентровать ротор насоса, пришабрить уплотнительные кольца

Механические повреждения (шейки вала и др.)

Провести ревизию насоса, устранить механические повреждения

Прекращена подача перекачиваемой жидкости

Большая высота всасывания или высокая температура перекачиваемой жидкости

Уменьшить высоту всасывания и снизить температуру перекачиваемой жидкости

Недостаточно залит всасывающий трубопровод, перекрыты приемные клапаны или клинкеты

Проверить открытие кингстонов и клинкетов на всасывании, заполнить всасывающий трубопровод

Повышенное гидравлическое сопротивление на нагнетании, характеристика насоса не соответствует характеристике сети

Открыть клапаны на нагнетании, заменить клапаны малого проходного сечения, произвести поверочный гидравлический расчет системы

Неплотности в приемном трубопроводе, клапане приемной сети, сальнике на стороне всасывания и в корпусе насоса, через которые проникает значительное количество воздуха

Устранить неплотности (обжать фланцы, нажимные втулки, сменить прокладки, набивку сальников и т. п.)

Неправильное направление вращения насоса, недостаточная частота вращения

Изменить направление вращения насоса, увеличить частоту вращения

Недостаточная подача

Засорен кингстон или фильтр на приемном трубопроводе, заедает приемный клапан

Продуть кингстон, очистить фильтр, перебрать приемный клапан

Неплотности в приемном трубопроводе
Загрязнение проточной части насоса
Частота вращения ниже нормальной
Повышенное гидравлическое сопротивление сети

Изношены лопасти рабочего колеса и направляющего аппарата, уплотнительные кольца и др.

Имеет место кавитационный режим (срывные характеристики)

Устранить неплотности

Разобрать и очистить насос

Повысить частоту вращения до нормы

Открыть клапаны на нагнетании, устранить неисправность арматуры, прочистить трубки конденсатора (циркуляционный насос), подогреватели (конденсатный и др.)

Разобрать и отремонтировать насос, заменить изношенные детали

Снизить частоту вращения, увеличить подпор

Срыв подачи насоса

Повреждены лопасти рабочих колес

Кавитационный режим работы насоса

Подсос большого количества воздуха из приемной линии

Пломка приемных клапанов
Осевой сдвиг ротора, снижение частоты вращения

Разобрать и отремонтировать насос

Снизить частоту вращения, увеличить подпор

Устранить неплотности, перекрыть циркуляционный насос при качке на донный кингстон

Заменить клапаны

Устранить осевой сдвиг, довести частоту вращения до нормы

Вибрация насоса

Неудовлетворительная балансировка ротора, якоря электродвигателя, соединительной муфты; их расцентровка, прогиб и проседание вала

Неправильная сборка соединительной муфты

Имеют место режимы помпажа или кавитации

Наличие «воздушных мешков» в трубопроводе

Ослабление фундаментных болтов или недостаточная жесткость корпуса фундамента

Проверить установку, произвести балансировку, рихтовку вала, перезаливку подшипников

Проверить посадку и центровку муфты

Уменьшить гидравлическое сопротивление на нагнетании, снизить частоту вращения

Устранить неплотности в трубопроводе и обеспечить отвод воздуха через воздушные краны

Подтянуть болты, усилить корпус фундамента

Гидравлические удары

«Воздушные мешки» в трубопроводе

Выпустить воздух (через воздушные краны), устранить причины образования «воздушных мешков» и захвата воздуха

Нагревание корпуса насоса

Длительная работа с открытым клапаном на нагнетании

Высокая температура перекачиваемой жидкости

Не допускать работу (при пуске) с закрытым клапаном свыше 10 мин

Снизить температуру перекачиваемой жидкости

Нагревание вала и подшипников

Чрезмерно или неравномерно зажаты сальники, затвердела набивка

Неправильная установка и сборка подшипников

Изношены вкладыши подшипников

Неудовлетворительная смазка подшипников:

а) загрязнение или плохое качество смазочного масла

б) низкий уровень масла в картерах подшипников

в) смазочные кольца не вращаются вместе с валом (подшипники с кольцевой смазкой)

г) неудовлетворительная циркуляция масла (подшипники с принудительной смазкой)

д) неправильная центровка валов

Ослабить затяжку сальников (до просачивания воды и охлаждения сальника), заменить набивку

Произвести ревизию подшипников

Подшипники перезалить или заменить запасными

а) слить грязное или плохое масло, промыть керосином и маслом подшипники, залить их свежим маслом необходимого качества

б) долить масло до нормального уровня, устранить неплотности и утечки

в) заменить кольца в случае повреждения

г) проверить систему циркуляции масла (плотность трубопроводов, загрязнение, давление масла и т. п.)

д) отцентровать насос с двигателем

Нагрев сальников и усиленный износ набивки

Чрезмерно или неравномерно обжата сальниковая набивка

Недостаточный зазор между валом и нажимной втулкой сальника

Низкое качество набивки

Ослабить затяжку сальников и равномерно обжата до просачивания капель воды

Расточить, расшабрить втулку (втулка должна входить в расточку корпуса с зазором 0,2—0,3 мм на диаметр и иметь по отношению к валу зазор 0,5—0,6 мм)

Для водяных насосов применять набивку из квадратного плетеного хлопчатобумажного шнура, проваренного в техническом говяжьем сале с чешуйчатым графитом; шнур должен уплотняться отдельными кольцами с зазором в стыках, смещенных на 120° один относительно другого

ГЛАВА 4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

4.1. Основные параметры и характеристики насосов

В практике насосостроения широкое распространение получили методы расчета рабочих колес на основе струйной теории и с использованием элементов теорий подобия. Для определения типа подобных насосов применяют несколько критериев. Основные из них:

— удельная частота вращения $n_{уд}$ — частота вращения эталонного насоса (геометрически подобного данному типу насосов), который при подаче $1 \text{ м}^3/\text{с}$ развивает напор 1 м вод. ст. при максимальном значении КПД:

$$n_{уд} = n \sqrt{Q} / H^{3/4},$$

где n — частота вращения; Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$; H — напор, м вод. ст. ;

— коэффициент быстроходности n_s — частота вращения эталонного насоса, с^{-1} , работающего на воде ($\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$) при напоре 1 м вод. ст. и максимальном значении КПД:

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

Выбор параметров работы эталонного насоса, вообще говоря, не имеет существенного значения, так как сказывается только на величине числового множителя.

В практике отечественного насосостроения, как правило, используют коэффициент быстроходности n_s , который в первую очередь характеризует КПД, соотношение геометрических размеров, форму проточной части и характеристик насосов. На рис. 4.1 дана классификация лопастных насосов в зависимости от n_s . При $n_s < 35$ применяют поршневые или вихревые насосы.

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 лопастных насосов при постоянных значениях частоты вращения ротора, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

В лопастных насосах при постоянных частоте вращения, размерах рабочих органов, вязкости и плотности существует определенная зависимость параметров от подачи (рис. 4.2). Кривая $H = f(Q)$, называемая напорной характеристикой, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и

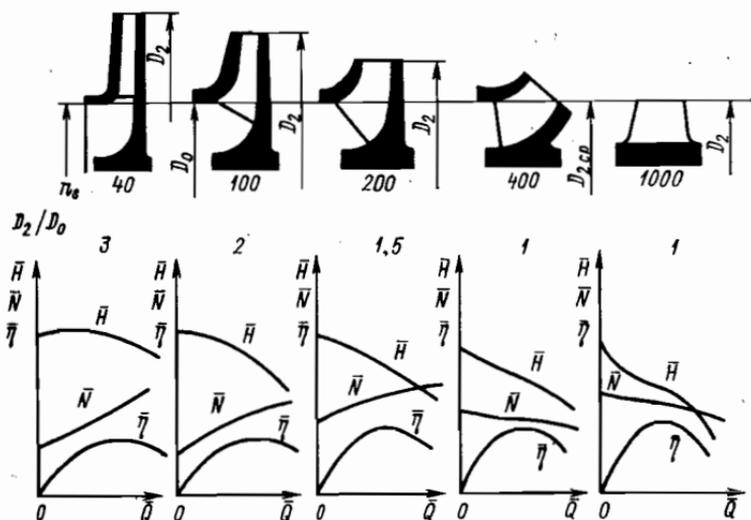
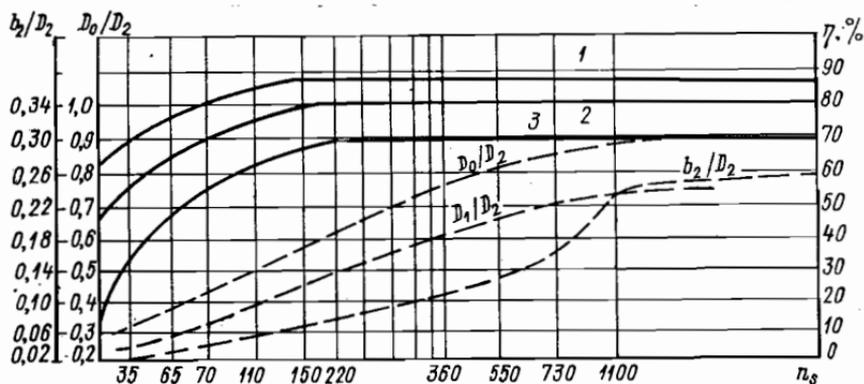


Рис. 4.1. Зависимость формы проточной части и характеристик от n_s
 1, 2, 3 — КПД соответственно для насосов с $N > 500$ кВт, $200 < N < 500$ и $N < 100$ кВт
 $\eta(Q)$, где η — КПД, характеризуют энергетические качества насоса.

По характеристике выделяют режимы: оптимальный — режим работы насоса при наибольшем значении КПД; номинальный — режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса.

Номинальный режим должен находиться в рабочей части характеристики. Рабочая часть характеристики — это зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуатация (на рис. 4.2 ограничена штриховыми линиями). Она определяется допустимым значением снижения КПД на 2—3 % максимального его значения.

Напорная характеристика $H(Q)$ в общем случае представляет собой кривую, дающую снижение напора при увеличении подачи. Степень снижения напора характеризуется крутизной напорной

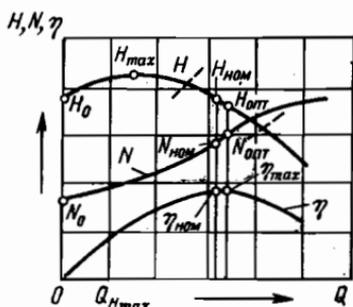


Рис. 4.2. Характеристики лопастных насосов

максимум мощности имеет место при нулевой подаче ($Q = 0$), и уменьшается с увеличением Q . В связи с этим во избежание перегрузки электродвигателя центробежные насосы следует пускать в работу при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а диагональные и осевые — при открытой.

В лопастных насосах используют безразмерные характеристики двух типов (рис. 4.3):

— относительную, которая удобна при сравнении насосов разной конструкции и получается при отнесении текущих значений характеристики к параметрам оптимального режима:

$$\bar{Q} = Q/Q_{\text{опт}}; \quad \bar{H} = H/H_{\text{опт}}; \quad \bar{N} = N/N_{\text{опт}}; \quad \bar{\eta} = \eta/\eta_{\text{max}};$$

— коэффициентную, которая удобна для сравнения геометрически подобных насосов.

Обычно для серии подобных насосов дается одна безразмерная характеристика. Безразмерные коэффициенты подачи φ_Q , напора ψ_H , мощности μ_N определяются соотношениями

$$\varphi_Q = Q/(\pi D_2 b_2 u_2); \quad \psi_H = 2gH/u_2^2; \quad \mu_N = \psi \varphi.$$

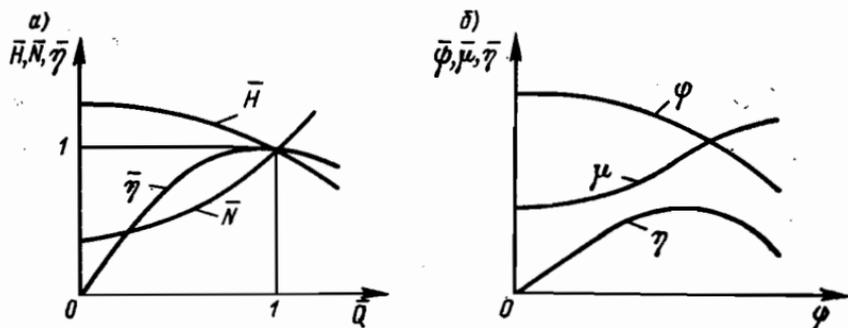


Рис. 4.3. Безразмерные характеристики: а — относительная; б — коэффициентная

где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м; b_2 — ширина рабочего колеса на выходе, м; u_2 — окружная скорость на выходе рабочего колеса, м/с.

Всасывающая способность динамических насосов оценивается кавитационными характеристиками, которые представляют собой графические зависимости основных параметров H и N от кавитационного запаса при постоянных значениях частоты вращения, подачи, вязкости и плотности (рис. 4.4).

Характеристики получают при испытании насосов не менее чем для трех режимов работы насоса: $Q = Q_{\text{опт}}$; $Q \geq 1,25Q_{\text{опт}}$; $Q \leq 0,75Q_{\text{опт}}$.

Состояние $\Delta h_{\text{кр I}}$ называется кавитационным режимом насоса, при котором начинается заметное изменение параметров насоса. По значению $\Delta h_{\text{кр I}}$ определяют $H_{\text{в}}^{\text{кр}}$. Допустимые значения вакуумметрической высоты всасывания определяют по соотношению $H_{\text{в}}^{\text{доп}} = AH_{\text{в}}^{\text{кр}}$, где $A = 1,0 \div 1,6$ для центробежных насосов, и по полученным значениям строят кривую $H_{\text{в}}^{\text{доп}}(Q)$.

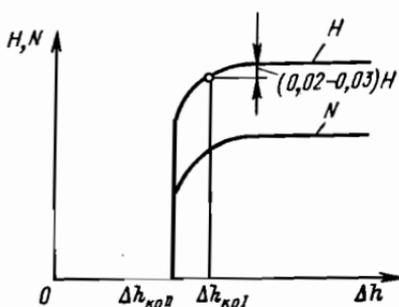


Рис. 4.4. Кавитационные характеристики

4.2. Центробежные насосы

Основной задачей теории лопастных насосов является исследование сил взаимодействия и процесса обмена энергией между рабочим колесом и потоком жидкости. Теория центробежных насосов базируется на обобщении опытных данных, в частности, путем применения закона о динамическом подобии потоков жидкости в рабочем колесе и корпусе насоса.

Гидродинамические свойства насоса определяются направлением и величиной скоростей в потоке жидкости. Форма проточной части корпуса и колеса вместе с частотой вращения насоса определяет характеристику $Q-H$ и КПД насоса, поэтому проектирование насоса заключается в расчете форм и размеров проточной части.

План скоростей. Характеристика потока в любой точке колеса определяется величиной и направлением скоростей, для чего должен быть построен план, или треугольник, скоростей.

Абсолютная скорость частицы жидкости в каждой точке колеса при его вращении складывается из переносной окружной скорости колеса и относительной скорости по лопасти колеса.

План скоростей показан на рис. 4.5, где приняты обозначения: u — окружная скорость; w — относительная скорость; c — абсолютная скорость; α — угол между окружной и абсолютной ско-

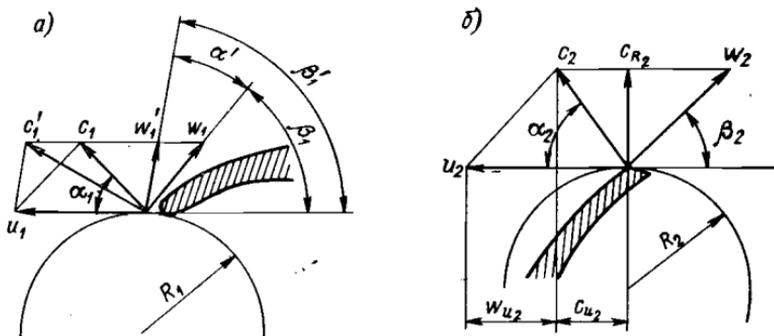


Рис. 4.5. План скоростей: а — на входе в лопастную систему; б — на выходе

ростями; β — угол между относительной скоростью и обратным направлением окружной скорости.

Основное уравнение насоса. Чтобы определить энергию, передаваемую рабочим колесом потоку жидкости, рассмотрим момент взаимодействия рабочего колеса с потоком. При протекании воды через рабочее колесо можно определить момент внешних сил, действующих на колесо насоса.

Момент количества движения жидкости у входного сечения на радиусе R_1 выразится формулой (γ — удельный вес жидкости)

$$M_1 = \frac{\gamma Q}{gc_1 l_1} = \frac{\gamma Q}{gc_1 R_1 \cos \alpha_1}.$$

Момент количества движения жидкости у выходного сечения радиусом R_2

$$M_2 = \frac{\gamma Q}{gc_2 l_2} = \frac{\gamma Q}{gc_2 R_2 \cos \alpha_2}.$$

Выражения $c_1 \cos \alpha_1$ и $c_2 \cos \alpha_2$ представляют собой окружные составляющие абсолютных скоростей соответственно на входе в колесо и на выходе из него (c_{u_1} и c_{u_2}).

Изменение момента количества движения, равное моменту внешних сил, может быть выражено как

$$M = M_2 - M_1 \frac{\gamma Q}{g(R_2 c_2 \cos \alpha_2 - R_1 c_1 \cos \alpha_1)} = \frac{\gamma Q}{g(R_2 c_{u_2} - R_1 c_{u_1})}.$$

Разделив это выражение на массу протекающей жидкости, получим удельную работу. Эта величина представляет собой высоту напора при отсутствии потерь, поэтому она называется теоретическим напором и выражается так:

$$H_T = \frac{1}{g(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})}. \quad (4.1)$$

Полученное уравнение справедливо для реальной жидкости в условиях установившегося относительного движения в области рабочего колеса.

В насосах, как правило, принимается $c_{u_1} = 0$ с целью повышения напора и увеличения допустимой высоты всасывания. Тогда

$$H_T = u_2 c_{u_2} / g. \quad (4.2)$$

Движение жидкости в канале между лопастями центробежного колеса при достаточно большом их числе и незначительной ширине колеса может рассматриваться как струйное.

Напор, рассчитанный при бесконечном числе лопастей H_∞ , не совпадает с опытным значением теоретического напора H_T . Различие между H_∞ и H_T может быть учтено специальным поправочным коэффициентом p на конечное число лопастей

$$H_\infty = (1 + p) H_T. \quad (4.3)$$

Благодаря простоте метод расчета по схеме бесконечного числа лопастей получил широкое распространение. Напор при бесконечном числе лопастей может быть выражен в зависимости от подачи:

$$H_\infty = \frac{1}{g(u_2^2 - u_2 w_{2\infty} \cos \beta_2)} = \frac{1}{g(u_2^2 - u_2 Q / \pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2)}. \quad (4.4)$$

Это уравнение показывает, что при $\beta_2 < 90^\circ$ (при лопастях, загнутых назад) напор падает, следуя закону прямой линии, с увеличением подачи, а при $\beta_2 > 90^\circ$ (при лопастях, загнутых вперед) напор увеличивается. Если $\beta_2 = 90^\circ$ (при радиальных лопастях), напор будет представлять собой постоянную величину — горизонтальную линию независимо от подачи.

В практике насосостроения широко применяется следующая формула для учета влияния конечного числа лопастей на напор:

$$p = \frac{\psi R_2^2}{zS}; \quad S = \int_{S_1}^{S_2} r \, dS,$$

где p — коэффициент влияния; z — число лопастей; S — длина средней линии.

Для коэффициента ψ можно рекомендовать выражение

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2.$$

Потери в насосах. Действительная мощность, требуемая насосу, больше полезной на потери в проточной части.

Различают три основных вида потерь — гидравлические, объемные и механические. Следует подчеркнуть, что это деление условное, так как в действительности все эти потери взаимосвязаны и оказывают влияние одна на другую, однако разделение позволяет сравнивать различные типы лопастных насосов с экономической точки зрения и теоретически объяснять причины изменения КПД насосов с изменением n_s .

Гидравлические потери возникают из-за наличия трения в каналах проточной части и могут достаточно хорошо оцениваться в широком диапазоне n_s по формуле

$$\eta_r = \frac{1 - 0,42}{(\lg D_{1\text{ пр}} - 0,172)^2}, \quad (4.5)$$

а фактический напор насоса — по формуле

$$H = H_r / \eta,$$

где $D_{1\text{ пр}} = (4 \div 4,5) 10^3 \sqrt[3]{Q/n}$.

Объемные потери возникают из-за того, что вращение рабочего колеса (на входе и выходе которого имеются зоны с разным давлением) осуществляется в неподвижном корпусе, а следовательно, с зазорами по лабиринтным уплотнениям, в связи с чем из области нагнетания на всасывание происходит перетечка части жидкости, проходящей через рабочее колесо. Вследствие этого подача колеса больше подачи насоса и может определяться зависимостью

$$Q_k = Q_n / \eta_0.$$

Для выбора η_0 можно пользоваться соотношением

$$1/\eta_0 = 1 + 0,68n_s^{2/3}. \quad (4.6)$$

Наконец, механические потери возникают из-за трения дисков колеса о воду, на что также расходуется дополнительно мощность.

Механический КПД определяется как отношение гидравлической мощности $N_r = \frac{Q}{\eta_{об}} \frac{H}{\eta_{гфг}}$ ко всей затраченной $N_3 = N_r + N_{д.тр}$; $\eta_m = \frac{N_r}{N_r + N_{д.тр}}$, где $N_{д.тр}$ — потери на дисковое трение; η_m — механический КПД.

Для оценки потерь можно использовать следующие формулы.

Объемные потери. Протечки через зазор в переднем уплотнении см. рис. 2.2 можно определить по уравнению

$$Q_{01} = \mu_Q f_t \sqrt{\frac{2g(p_i - p_b)}{\gamma}} = \mu_Q \pi D_i b_i \sqrt{2gH_{p_i}},$$

где μ_Q — коэффициент расхода; f_t — поперечное сечение щели; D_i — диаметр уплотнения; p_i — давление перед зазором; p_b — давление за уплотнением, равное давлению на входе в колесо; b_i — радиальный зазор.

Чтобы определить утечки через зазор, необходимо предварительно найти напор H_{p_i} , теряемый в уплотнении, и коэффициент расхода μ_Q . При небольших утечках напор у входа в зазор будет равен

$$H_{p_i} = H_p - \frac{u_2^2}{2g[(1 - (R_i/R_2)^2)]},$$

где R_i — радиус уплотнения; R_2 — радиус рабочего колеса.

Коэффициент расхода для щелевого уплотнения, показанного на рис. 4.6, а, находят по формуле

$$\mu_0 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b_1} + 1,5}}$$

Коэффициент сопротивления λ зависит от числа Рейнольдса и определяется качеством поверхности стенок уплотнения. Для предварительных расчетов могут быть приняты значения $\lambda = 0,004 \div 0,06$.

Применение уплотнения, приведенного на рис. 4.6, в, может дать уменьшение утечек примерно на 30 % по сравнению с уплотнениями, изображенными на рис. 4.6, а, б. Некоторые типы уплотнений (рис. 4.6, г) позволяют значительно уменьшить расход. Другие типы уплотнений (рис. 4.6, д, е) обеспечивают некоторое снижение утечек по сравнению с уплотнением, показанным на рис. 4.6, а, и способствуют лучшему смещению утечек с основным потоком жидкости. Уменьшение утечек примерно на 30 % может дать винтовая канавка на движущейся поверхности колеса (рис. 4.6, ж), вызывающая движение жидкости, противоположное направлению утечек. Недостаток этого уплотнения — более интенсивное изнашивание. В некоторых уплотнениях (см. рис. 4.6, г) при небольших эксцентриситетах могут возникать большие радиальные усилия.

Механические потери. Дисковые потери. Из всех видов механических потерь потери на трение дисков колеса о воду являются самыми значительными.

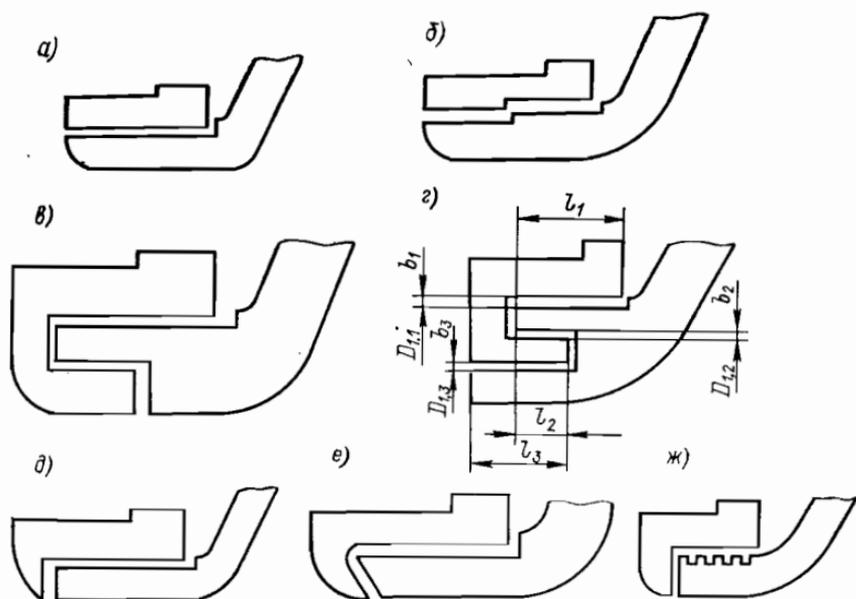


Рис. 4.6. Типы уплотнений рабочих колес

При вращении рабочего колеса в корпусе, заполненном водой, на внешней поверхности колеса возникают силы трения, поглощающие значительную часть потребляемой насосом мощности. Частицы жидкости в пространстве между колесом и корпусом приобретают вращательное движение. Под действием центробежных сил они начинают перемещаться к периферии и замещаются другими частицами, которые, получая вращательное движение, отбрасываются, и т. д. Циркуляция совершается непрерывно и является установившейся.

Трение колеса о жидкость зависит от состояния поверхности колеса и в равной мере — от состояния стенки корпуса. Установлено, что окраска чугуновой отливки уменьшает потери дискового трения на 20 %; на столько же процентов уменьшаются потери и при полировке поверхности дисков. Дисковое трение заметно возрастает, если на стенке корпуса расположены ребра жесткости.

Мощность, расходуемая на преодоление дискового трения, кВт,

$$N_{д. тр} = \beta \rho u_2^2 D_2^2. \quad (4.7)$$

А. А. Ломакин рекомендует для определения коэффициента β использовать число Рейнольдса $Re = R^2 \omega / \nu$, где ω — угловая скорость. Для различных режимов течения β определяется следующим образом:

— для ламинарного ($Re \leq 2 \cdot 10^3$)

$$\beta = \frac{\pi R_2}{Re \Delta + Re (\Delta/R_2)^3 [0,0146 + (\Delta/R_2)^2 \cdot 0,1256]}, \quad (4.8)$$

где $R_2 = D_2/2$; Δ — расстояние от диска до стенки корпуса; — для переходного от ламинарного к турбулентному [$Re = 2 (10^3 \div 10^4)$]

$$\beta = 1,334/Re^{1/2}; \quad (4.9)$$

— для турбулентного ($Re \geq 10^4$)

$$\beta = 0,465/Re^{1.5}. \quad (4.10)$$

Потери в сальниках и подшипниках составляют обычно 1—2 % подводимой мощности (привода), для малых насосов — до 5 %.

Методика насоса центробежного насоса. Для расчета рабочего колеса центробежного насоса задают Q , м³/с, $L = Hg$, Дж/кг, ρ , кг/м³. Размеры элементов проточной части обычно определяют используя средние значения скоростей в них. Вначале определяют частоту вращения, с⁻¹, а затем основные размеры:

$$n = \left(\frac{60\kappa}{\pi m m_0 R_B} \right)^{3/2} \frac{\left(\frac{Hq}{\bar{H}} \right)^{3/4}}{\sqrt{Q}},$$

где $\kappa = D_{1пр}/D_0$; $D_{1пр}$ — приведенный диаметр, м; $m = D_2/D_1$; $m_0 = D_1/D_0$ (для определения m и m_0 можно использовать номограмму на рис. 4.1); R_B — коэффициент входной воронки, со-

ставляющий от 3,6 до 5,0 в зависимости от типа, конструкции и назначения насоса. Для конденсатных и питательных насосов с повышенными требованиями по высоте всасывания принимают $R_{\text{в}} = 4,0 \div 4,5$. Для большинства насосов, в том числе и для всех ступеней, кроме первой, многоступенчатых насосов, $R_{\text{в}} = 3,6 \div 3,9$.

Приведенный диаметр, м,

$$D_{1 \text{ пр}} = R_{\text{в}} \sqrt{Q/n}.$$

При двухстороннем подводе жидкости расход принимается равным $Q = 0,5Q_{\text{ном}}$. При консольном расположении рабочего колеса и короткой втулке $D_0 = D_{1 \text{ пр}}$, а в остальных случаях

$$D_0 = \sqrt{d_{\text{вт}}^2 + D_{1 \text{ пр}}^2},$$

где $D_1 = (0,7 \div 1,0) D_0$.

Коэффициент напора $\bar{H} = Hg/u_2^2 = 0,3 \div 0,6$ (большие значения принимают, когда необходимо уменьшить окружную скорость при достижении ее предельных, по условиям прочности, значений). У насосов с чугунными колесами $u_2 \leq 50$ м/с, с бронзовыми $u_2 \leq 80$ м/с, со стальными $u_2 \leq 120$ м/с.

Если относительные скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него одинаковые ($\omega_1 = \omega_2$), что обеспечивает минимум потерь в нем, то

$$\bar{H} = \eta_{\text{г}} \left(1 - \frac{1}{m} \right),$$

где $\eta_{\text{г}} = L/L_{\text{т}}$.

Теоретическая работа $L_{\text{т}}$, Дж/кг, определяется по уравнению Эйлера

$$L_{\text{т}} = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1},$$

где c_{u_2} , c_{u_1} — окружные проекции абсолютных скоростей соответственно на выходе и на входе рабочего колеса (для насосов консольного типа $c_{u_1} \approx 0$, для насосов с двухсторонним подводом жидкости и полуспиральными подводами многоступенчатых насосов c_{u_1} определяется по геометрии этих подводов).

Для современных одноступенчатых насосов гидравлический КПД может быть найден по формуле (4.5). Гидравлический КПД многоступенчатых насосов на несколько процентов меньше, чем у одноступенчатых (при одинаковых размерах рабочих колес), вследствие дополнительных потерь в обратном направляющем аппарате.

Диаметр вала в месте посадки рабочего колеса $d_{\text{в}}$, м (см. рис. 2.3), определяют из условий допустимых напряжений от кручения и изгиба, прогиба вала и критической частоты вращения.

При учете только кручения

$$d_{\text{в}} = 57,8 \sqrt[3]{N/(n\tau_{\text{кр}})}.$$

Напряжение кручения $\tau_{кр} = (1,2 \div 2) \cdot 10^7$ Па. Диаметр втулки рабочего колеса $d_{вт} = (1,2 \div 1,25) d_b$, м.

Окружную скорость u_2 , м/с, удобно определять по принятому коэффициенту напора \bar{H} и числу ступеней насоса z :

$$u_2 = \sqrt{L/(\bar{H}z)}.$$

Окружная скорость, м/с, на входе в рабочее колесо

$$u_1 = \pi D_1 n / 60.$$

Скорость жидкости, м/с, перед рабочим колесом

$$c_0 = 4Q/(\pi D_1^2 n).$$

Скорость, м/с, перед рабочими лопастями

$$c_1 = \sqrt{c_{m_1}^2 + c_{u_1}^2},$$

где $c_{m_1} = (0,7 \div 1,0) c_0$ — меридианная проекция абсолютной скорости перед рабочими лопастями.

Угол потока перед рабочими лопастями

$$\text{tg } \beta_1 = c_{m_1}/(u_1 - c_{u_1}).$$

Входной угол лопастей определяется с учетом угла атаки ($i = 0 \div 10^\circ$):

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i.$$

Для насосов с хорошей всасывающей способностью обычно $\beta_{1л} = 18 \div 25^\circ$. Ширина, м, рабочих лопастей на входе

$$b_1 = Q/(\pi D_1 c_{m_1} K_1 \eta_0),$$

где K_1 — коэффициент стеснения заполнения сечения, при плавном поворотном участке $K_1 = 0,98 \div 0,99$; η_0 — объемный КПД, учитывающий утечки жидкости через уплотнения [для ориентировочной оценки ожидаемого значения η_0 можно использовать выражение (4.6)].

Ширина, м, рабочих лопастей на выходе.

$$b_2 = Q/(\pi D_2 c_{m_2} K_2 \eta_0).$$

Меридианная проекция абсолютной скорости за рабочими лопастями обычно равна $c_{m_2} \approx c_{m_1}$. Лишь для очень узких рабочих колес с $b_1/D \leq 0,2$ $c_{m_2} = (0,8 \div 0,5) c_{m_1}$.

Меридианная проекция скорости, м/с, в выходном сечении рабочих лопастей

$$c_{m_2} = c_{m_1}/\tau_2,$$

где

$$\tau_2 = 1 - \frac{\Delta z}{\pi D_2 \sin \beta_{2л}};$$

Δ — толщина лопастей; z — число рабочих лопастей; $\beta_{2л}$ — выходной угол лопастей; K_2 — коэффициент стеснения сечения на выходе из рабочего колеса, учитывающий кроме телесности лопастей также наличие отрывных зон и равный 0,9—0,95.

Окружная проекция скорости на выходе из рабочего колеса

$$c_{u_2} = \frac{L}{\eta_1 u_2} - \frac{c_{u_1}}{m}.$$

Угол выхода потока из рабочего колеса

$$\operatorname{tg} \beta_2 = c_{m_2} / (u_2 - c_{u_2}).$$

Диаметр, m , рабочего колеса на выходе

$$D_2 = 60 u_2 / (\pi n).$$

Выходной угол лопастей $\beta_{2л}$ определяют с помощью видоизмененной формулы Стодолы

$$c_{u_2} = u_2 - c_{m_2} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_{л}} \left(\sin \beta_{20} + \frac{\sin \beta_{1л}}{m^2} \right),$$

где β_{20} — угол выхода потока из неподвижной решетки, $\beta_{20} = \beta_{2л} - \sigma_0$; $\sigma_0 = 1/7 (\beta_{2л} - \beta_{1л})$.

После определения β_{20} находят $\beta_{2л}$:

$$\beta_{2л} = \frac{1}{6} (7\beta_{20} - \beta_{1л}).$$

В практике насосостроения хорошие результаты для определения числа рабочих лопастей дает формула

$$z = k \frac{m+1}{m-1} \sin \left(\frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2} \right),$$

где $k = 6,5$ для литых рабочих колес с относительно толстыми лопастями и $k \geq 8$ для рабочих колес с лопастями из листового материала. Для получения стабильных характеристик число лопастей рабочего колеса должно быть $z = 6 \div 7$, а угол β_2 рекомендуется иметь в пределах 18—25°.

Профилирование лопастей выполняют так, чтобы обеспечить плавное изменение относительной скорости w . Для лопастей, очерченных дугой окружности, радиус изгиба лопасти r , м, и радиус $R_{ц}$, м, определяющий положение центров окружностей, находят по формулам

$$r = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_{2л} - R_1 \cos \beta_{1л})};$$

$$R_{ц} = \sqrt{R_2^2 + r^2 - 2R_2 r \cos \beta_{2л}}.$$

Входные кромки рабочих лопастей насосов общего назначения выполняют скругленными для уменьшения влияния угла атаки на частичных режимах. У конденсатных и питательных насосов входные кромки лопастей заостряют для улучшения всасывающей способности.

Мощность, потребляемая центробежным насосом. Гидравлическая мощность, кВт,

$$N_{\Gamma} = \frac{\rho Q H}{1000 \eta_0 \eta_{\Gamma}}.$$

Мощность, расходуемая на преодоление дискового трения, кВт, определяется по формулам (4.7)—(4.10).

Потребляемая насосом мощность, кВт,

$$N_l = (N_{\Gamma} + N_{\text{д}}) / \eta_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД, учитывающий потери в подшипниках, сальниках и гидравлической пяте, если она имеется (опытами установлено, что эти потери зависят от размеров вала, типа уплотнения, частоты вращения и обычно составляют 1,5—2 %).

Оценка потребляемой насосом мощности может быть произведена по заданным параметрам L , Q , ρ и принятому эффективному (полному) КПД насоса, кВт,

$$N_l = \rho Q L / (1000 \eta_l).$$

Мощность приводного двигателя, кВт,

$$N_{\text{дв}} = (1,1 \div 1,2) N_l.$$

4.3. Подводящие устройства

Подводящим устройством (подводом) насоса называется участок проточной части от приемного патрубка до входа в рабочее колесо первой ступени. Конструкция подвода оказывает существенное влияние на распределение скоростей перед входом в колесо. Влияние подвода особенно заметно сказывается в низконапорных насосах с большим n_s .

Подводящие каналы насосов должны обеспечивать: изменение скорости жидкости от значений во всасывающем трубопроводе до значений на входе в колесо по возможности с минимальными потерями; равномерное или осесимметричное поле скоростей перед колесом, необходимое для создания установившегося относительного движения в колесе.

Подводы должны выполнять свои функции как при оптимальных, так и при отличных от оптимальных режимах, когда на входе в колесо возникают обратные токи, завихрения и т. п.

В практике насосостроения применяют две конструктивные схемы всасывающего устройства: осевой подвод обычного конфузорного типа (рис. 4.7, а) и боковой подвод (рис. 4.7, б). Различают три вида конструкций бокового подвода: симметричный — кольцевой подвод, обычно не создающий момент скорости на входе в колесо (рис. 4.7, в); полуспиральный, создающий определенный момент скорости на входе в колесо (рис. 4.7, г); лопастной многоступенчатого насоса.

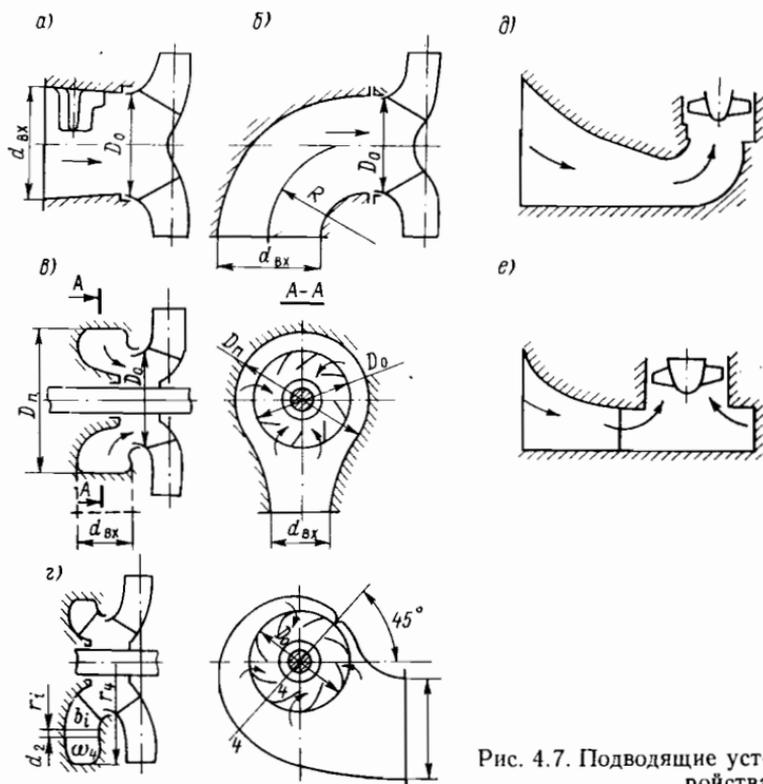


Рис. 4.7. Подводящие устройства

Осевой подвод применяют в консольных и в большинстве вертикальных насосов.

Боковой подвод используют для центробежных насосов с двухсторонним всасыванием и для большинства многоступенчатых насосов. Почти все типы насосов с проходным валом имеют боковое подводящее устройство.

Применение полуспирального подвода в насосах с проходным валом способствует улучшению обтекания вала и получению однородного поля скоростей при входе в колесо. Насосы с полуспиральным подводом имеют высокие технико-экономические показатели и не уступают по КПД и всасывающей способности насосам с осевым подводом.

В осевых насосах применяют осевые подводы в виде цилиндрической трубы с закругленными краями. В некоторых конструкциях в подводе устанавливают две-три неподвижные радиальные лопасти хорошо обтекаемой формы. Применяют также подводы в виде изогнутого конфузторного колена (рис. 4.7, д) и подводы камерного типа (рис. 4.7, е).

В многоступенчатых насосах с направляющими аппаратами жидкость к рабочим колесам последующих ступеней подводится обратными подводящими каналами. Ее скорость в этих каналах

часто принимают постоянной и равной $(0,8 \div 0,85) c_0$. Чтобы обеспечить радиальный вход в колесо, периферийные участки подводящих лопастей устанавливают по радиусу.

Для промежуточных ступеней многоступенчатых насосов применяют также полуспиральные и кольцевые подводы. Жидкость к ним подводится по переводным каналам или переводным трубам. Каналы (трубы) снижают скорость жидкости после отвода до значений, обеспечивающих минимальные потери на трение, поворачивают поток и подводят его к следующей ступени.

По конструктивным соображениям переводные каналы нельзя выполнять круглого сечения. С этой точки зрения переводные трубы предпочтительнее, но они увеличивают габаритные размеры насоса. Переводные каналы должны иметь сечения, плавно изменяющиеся по длине.

Расчет полуспирального подвода. Весь подвод (рис. 4.8) можно условно разделить на три участка:

1) конфузорный, расположенный непосредственно перед входом потока в колесо, который обеспечивает повышение скорости на 10—15 %;

2) спиральный 1—8 до переходного сечения $G—H$;

3) участок от сечения $G—H$ до входного патрубка насоса, где происходит плавное изменение скорости c_1 до значения $c_{вх}$.

В сечении O , расположенном под углом 45° к направлению потока, во входном патрубке обычно устанавливают «язык», стабилизирующий обтекание вала и препятствующий поступлению жидкости в \downarrow направлении, противоположном вращению колеса.

Форму сечений спирального участка подвода выбирают в зависимости от допустимых габаритных размеров насоса в осевом направлении. Расчетным сечением спирального участка подвода является сечение δ .

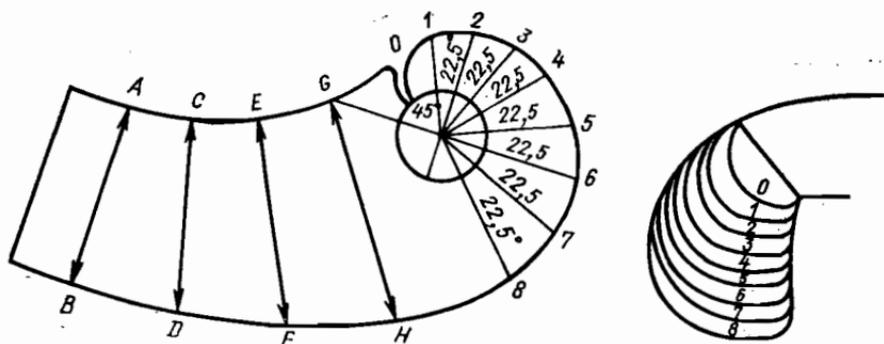


Рис. 4.8. Схема полуспирального подвода

Распределение скоростей в сечениях 1—8 принимаем по закону $c_u = \text{const}$. Тогда количество жидкости, проходящей через сечение 8,

$$Q_8 = k_8 \int_{r_1}^{r_2} \frac{b}{r} dr = k_8 A_{p_8},$$

где k_8 — коэффициент расхода в сечении 8; A_{p_8} — пропускная способность спирального подвода.

Уравнение связи для r_1 , Q и A_{p_8}

$$r_1 = 2\pi \frac{\alpha}{\beta} \frac{Q}{A_{p_8}}.$$

Обычно

$$r_1 = \frac{2\pi}{6 \div 8} \frac{Q}{A_{p_8}}.$$

Формула для нахождения A_{p_8} имеет вид

$$A_{p_8} = k_p \sqrt[3]{Q/n}.$$

По экспериментальным данным $k_p = 1,6 \div 3,0$. Для полуспиральных подводов первой ступени многоступенчатых насосов $k_p = 1,8 \div 2,2$.

Профилируют характерные сечения подвода по значению $A_{p_8} = \int_{r_0}^{r_i} \frac{b}{r} dr$. Для этого выбирают контуры, осевые размеры подвода b_0 (см. рис. 4.8) и закон изменения $b_i = f(r_i)$ по выполненным конструкциям насосов. Интегрируют графоаналитическим способом, сводя расчеты в таблицу.

Намечают промежуточные сечения (1, 2, ...), для которых значения A_{p_i} пропорциональны охватываемому углу, отсчитываемому от языка подвода:

$$A_{p_i} = \frac{\Phi_i}{\Phi_8} A_{p_8}.$$

Затем вычерчивают спиральную часть подвода.

По имеющемуся спиральному участку и диаметру входного патрубка выбирают размеры всего подвода, профилируя промежуточные сечения.

За последние годы были спроектированы и испытаны центробежные насосы с формами подводов, отличающимися от классических. Рассмотрим конструкции подводов некоторых насосов в порядке увеличения их коэффициента быстроходности.

Как известно, с возрастанием n_s увеличивается влияние неравномерности потока на работу насоса (вследствие увеличения

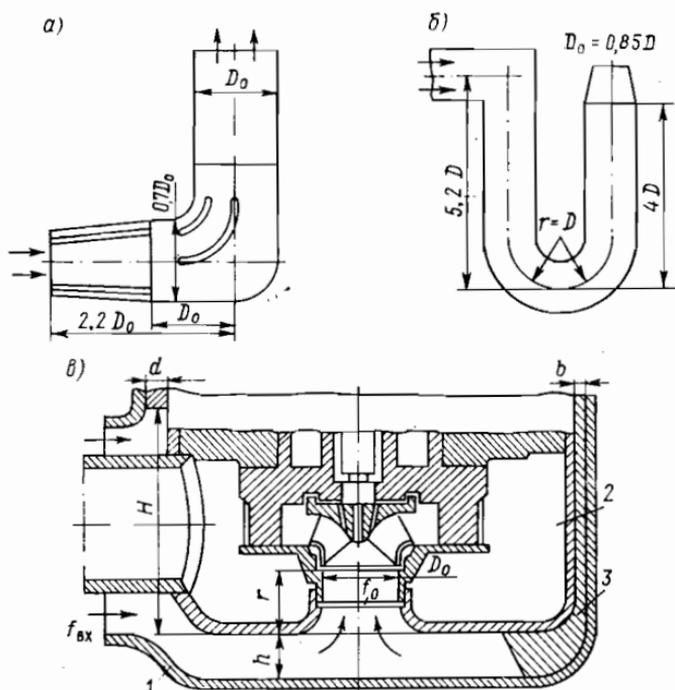


Рис. 4.9. Подводы центробежных насосов

скоростей, уменьшения длины каналов и числа лопастей рабочего колеса). Поэтому у быстроходных насосов придают особое значение форме подвода. Рассмотрим следующие варианты.

1. Подвод центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 65$. Здесь перед входом в насос необходимо было осуществить поворот потока с расширением (рис. 4.9, а).

Всасывающий патрубок состоит из диффузора, колена постоянного сечения с направляющими лопастями и небольшого прямолинейного участка перед насосом. В патрубке последовательно сначала уменьшается скорость, а затем изменяется направление потока на 90° . Этот вариант более эффективный (имеет меньшие гидравлические потери и более симметричное и равномерное поле скоростей в выходном сечении), чем вариант диффузора, ось которого плавно поворачивается на 90° .

2. Всасывающий трубопровод быстроходного центробежного насоса ($n_s = 326$) имеет несколько гибов, после которых расположены небольшой прямолинейный участок и конфузор, ускоряющий поток на 40 % (рис. 4.9, б). Аэродинамические испытания этого трубопровода показали, что на выходе из конфузора $c_{\max}/c_{\min} = 1,1$.

3. Подвод центробежного насоса ($n_s = 350$) представляет собой бак 1, внутри которого эксцентрично размещена напорная камера насоса 2 (рис. 4.9, в). Для более плавного поворота потока

в подводе был спроектирован вытеснитель 3, выполняющий одновременно роль разделяющего ребра. В процессе аэродинамических исследований замеряли поле скоростей на выходе из подвода и его гидравлическое сопротивление. Углы отклонения потока и его закрутки не замеряли. Испытания показали, что неравномерность потока в выходном сечении подвода имеет одинаковую величину для модели с вытеснителем и без него ($\sim 5\%$). Поле скоростей без вытеснителя более симметричное. Коэффициент сопротивления модели с вытеснителем и без него имеет одно и то же значение [$\xi = 0,27$ при $Re = (1 \div 3) 10^5$].

При стендовых испытаниях насоса наблюдалась пульсация параметров насоса — подачи, напора, мощности (испытания проводились без вытеснителя). Пульсация была устранена установкой на входе во всасывающий конфузор решетки с коэффициентом просвета $\chi = 0,64$. Результаты испытаний насосов с приведенными выше подводами позволяют сделать некоторые рекомендации по проектированию подводов:

а) в тихоходных насосах можно применять подводки в виде колена с расширением. Подвод должен быть выполнен из двух участков — диффузора и колена постоянного сечения с направляющими лопастями (см. рис. 4.9, а);

б) в быстроходных насосах со всасывающим трубопроводом, имеющим несколько гибов (см. рис. 4.9, б), перед насосом должны быть прямолинейный участок трубопровода длиной $4D$ и конфузор, ускоряющий поток на 40% (D — диаметр трубопровода).

4.4. Отводящие устройства

Отводящие устройства (отводы) лопастных насосов обеспечивают осесимметричный поток жидкости за рабочим колесом. Конструкция отводов определяется назначением, типом и параметрами машины.

Центробежные насосы выполняют со спиральными (рис. 4.10, а), кольцевыми, лопастными (рис. 4.10, б) и составными отводами (рис. 4.10, з).

Многоступенчатые центробежные насосы имеют обычно лопастные отводы — направляющие аппараты (рис. 4.10, в). У многоступенчатых насосов спирального типа проточная часть отвода выполнена непосредственно в теле корпуса насоса.

Для крупных насосов иногда применяют составные отводы, состоящие из последовательно расположенных направляющего аппарата и спирального или кольцевого отвода (см. рис. 4.10, з).

Отводы осевых насосов (направляющий аппарат) выполняют в виде расположенных по окружности за рабочим колесом неподвижных лопаток.

В многоступенчатом насосе отвод и подвод к следующей ступени объединены.

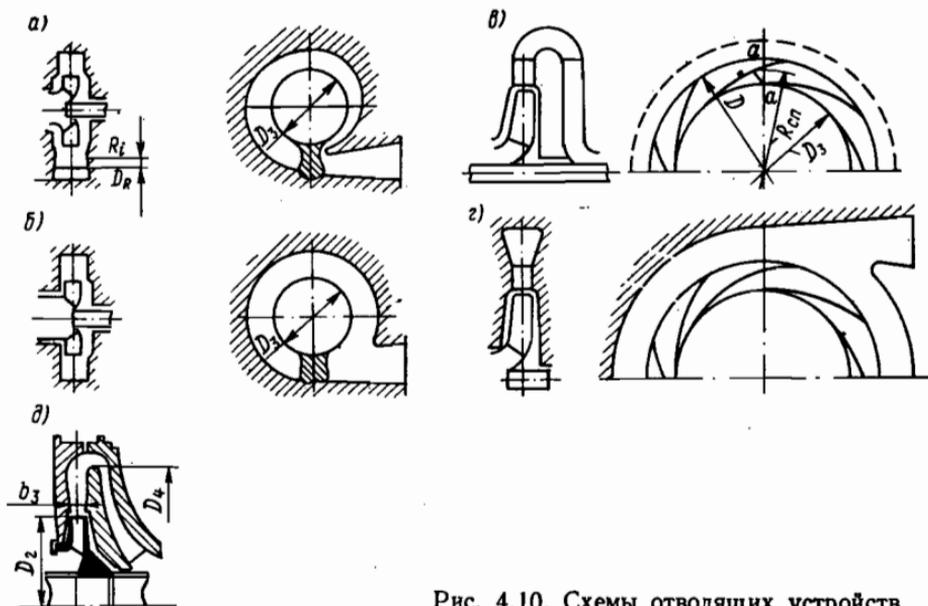


Рис. 4.10. Схемы отводящих устройств

Направляющие аппараты диагональных и центробежных многоступенчатых насосов можно разделить на следующие группы: канального типа, с кольцевым каналом между лопастями диффузоров и подводящих каналов, с кольцевым безлопастным диффузором.

Конструктивные особенности канального направляющего аппарата следующие. Отвод выполнен в виде нескольких частичных спиральных камер, охватывающих выходное сечение рабочего колеса и переходящих в диффузорные каналы прямоугольного сечения.

Конструктивная схема направляющего аппарата с кольцевым пространством между лопастями диффузоров и подводящих каналов изображена на рис. 4.10, в. Периферийная часть лопастного диффузора переходит в кольцевое колено, в котором поток изменяет свое направление в каналы лопастного подвода. Лопастей диффузорной и подводящей частей отвода выполняют профилированными. Отвод с кольцевым безлопастным диффузором (кольцевой отвод) представляет собой плоский радиальный кольцевой канал за рабочим колесом, периферийная часть которого переходит в кольцевое колено, где поток поворачивается в меридианной плоскости ступени насоса. Из кольцевого колена поток падает на решетку подвода.

Безлопастные диффузоры применяют в тех случаях, когда насос предназначен для работы в широком диапазоне изменения подач. Схема ступени с отводом такого типа и необходимые обозначения приведены на рис. 4.10, д. Оптимальное преобразование энергии достигается при $D_4/D_2 = 1,5 \div 1,8$. Ширина диффузора

$b \approx b_2$. Применение безлопастных диффузоров целесообразно при достаточно больших углах выхода потока из рабочего колеса (в абсолютном движении) — $\alpha_2 > 15 \div 18^\circ$. При меньших углах потери в диффузоре становятся чрезмерно большими из-за увеличения траектории движения частиц жидкости, которая с учетом трения определяется выражением

$$b_1 \operatorname{tg} \alpha_1 - b_3 \operatorname{tg} \alpha_3 = 0,01 (R_i - R_2).$$

Некоторое повышение эффективности безлопастных диффузоров при $\alpha_2 < 20 \div 15^\circ$ может быть достигнуто путем уменьшения ширины диффузора до $b = 0,8b_2$.

Лопастные и каналные диффузоры обеспечивают КПД ступени на 2—3 % больше, чем безлопастные, но при значительно более крутой характеристике. Отношения диаметров $D_3/D_2 = 1,02 \div 1,06$ при малых углах ($\alpha_2 < 10 \div 12^\circ$) и $D_3/D_2 = 1,05 \div 1,1$ при $\alpha_2 > 15^\circ$ выбираются с учетом минимума потерь в зазоре и требования выравнивания пульсации скорости, вызываемой лопастями рабочего колеса. Величина $m_d = D_4/D_3 = 1,2 \div 1,5$ — большие значения соответствуют меньшим размерам машины. Ширина диффузора $b_3 \approx b_4 = (1 \div 1,1) b_2$.

Угол установки лопастей рекомендуется выбирать по соотношению

$$\lg \alpha_{3н} = \mu_c \operatorname{tg} \alpha_3,$$

где α_3 — угол входа потока в диффузор ($\alpha_3 \approx \alpha_2$); μ_c — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей по шагу лопастей рабочего колеса и обратные токи в нем, $\mu_c = 1,2 \div 1,8$ (меньшие значения μ_c берутся при малых μ_s).

Вогнутую часть лопасти со стороны рабочего колеса рекомендуется выполнять под углом $\alpha_{3н}$, а ее толщину откладывать со стороны диффузорного канала. Входной участок диффузорных лопаток обычно выполняют по кривой, близкой к логарифмической спирали.

Выходные углы потока из диффузора α_4 и лопастей $\alpha_{4н}$ выбирают такими, чтобы степень диффузорности

$$D_d = c_3/c_4 \approx 2,$$

где c_3 и c_4 — скорости потока соответственно перед диффузором и за ним, м/с.

Величина α_4 определяется по формуле

$$\sin \alpha_4 = D_d \frac{b_3}{b_4} \frac{D_3}{D_4} \sin \alpha_{3н}.$$

Разность $\alpha_{4н} - \alpha_{3н} = \Delta \alpha_n$ должна находиться в пределах $13 - 18^\circ$.

Оптимальное число лопастей диффузора

$$z_d^{opt} = \frac{2,56 \eta_r}{(n_s/100)^{5/6} [1 - 0,136 (n_s/100)^{4/3}]}.$$

При выборе z_d необходимо выполнять условие, чтобы избежать резонансных явлений на концах лопастей.

Канальные диффузоры более просты в изготовлении, чем лопастные, обеспечивают более высокий КПД и более пологую характеристику ступени. Отношения b_3/b_2 и D_3/D_2 для них принимают такими же, как у лопастных диффузоров. Размер горла D_3 , м, находят из условия $c_3/c_2 = 0,8 \div 0,9$:

$$a_3 = \left(\frac{c_2}{c_3} \right) \frac{b_2}{b_3} \frac{\pi D_3}{z_d} \sin \alpha_2.$$

Входной участок в области косо́го среза выполняют, как и у лопастных диффузоров, а начиная с горла диффузора (сечение D_3) образующие канала делают прямолинейными.

Для канальных диффузоров максимальный КПД получается для z_d , при котором $a_3 \approx b_3$, т. е. при расчетном сечении, близком к квадратному. Отношение $a_4/a_3 \approx 2$, угол между стенками диффузора $\alpha_d \approx 10^\circ$ (при условии $b_3 = b_4$). В одноступенчатых машинах канальные диффузоры могут выполняться круглого или овального сечения, что упрощает их изготовление (методом точного литья) и повышает КПД ступени.

В многоступенчатых машинах соединять отводные каналы с подводящими можно либо непрерывными переводными каналами, либо безлопастным кольцевым пространством. В первом случае выполняют переводной канал постоянного сечения или с небольшой конфузорностью. Переводные каналы (обратные направляющие аппараты) обычно делают с малым числом лопастей. Отводящие и подводящие каналы, как правило, выполняют за одно целое.

Расчет спирального отвода. Спиральный отвод (см. рис. 2.3) состоит из спирального канала с постепенно нарастающими сечениями и выходного диффузора. Он применяется в одноступенчатых машинах, в последних ступенях многоступенчатых машин, а также в промежуточных ступенях машин с переводными каналами. Если диффузорные элементы за колесом отсутствуют, то ширину спиральной камеры выбирают несколько больше ширины колеса с целью частичного использования работы дискового трения:

$$b_3 = b_2 + 0,05 D_2.$$

Обычно начальный диаметр спирали

$$D_3 = (1,03 + 1,05) D_2.$$

Иногда для улучшения гидроакустических характеристик насосов зазор между рабочим колесом и языком спирали увеличивают по сравнению с обычным исполнением: для $n_s < 100$ принимают $D_3 = (1,1 \div 1,15) D_2$; для $n_s > 100$ принимают $D_3 = (1,5 \div 1,2) D_2$. Однако эта мера приводит к дополнительным потерям из-за увеличения циркуляции жидкости между колесом и языком спирали.

Среднюю скорость в спиральной камере принимают равной $c_a = (0,6 \div 0,7) c_4$ при наличии диффузора $c_a = (0,6 \div 0,7) c_4$ и при отсутствии диффузора.

Максимальная площадь поперечного сечения камеры

$$F_a = (1,05 \div 1,1) Q/c_a.$$

Площадь остальных сечений

$$F_\varphi = F_a \varphi / (2\pi).$$

Конический диффузор на выходе из спиральной камеры выполняют с углом раскрытия $\alpha = 8 \div 10^\circ$ и отношением площадей $F_k/F_a \leq 2$; F_k — площадь конического диффузора

$$l = \frac{d_k - d_a}{2 \operatorname{tg}(\alpha/2)}.$$

4.5. Осевые силы в центробежных насосах

При работе насосов на рабочие колеса действуют осевые силы, которые возникают вследствие несимметрии распределения давлений и скоростей в полостях, непосредственно окружающих колеса. Осевые усилия в насосах необходимо определять для правильного выбора подшипниковых опор насоса.

Современное насосостроение характеризуется постоянной тенденцией к увеличению единичных мощностей агрегатов и повышению скоростей. Осевые усилия, действующие на рабочие колеса, достигают значительных величин, поэтому несмотря на значительные успехи в гидродинамической теории смазки и успешный опыт экспериментальной обработки подшипников, проблема определения фактических осевых усилий весьма актуальна.

Задача расчета сил, действующих на боковые поверхности рабочих колес, может быть представлена в виде двух отдельных задач гидродинамики, каждая из которых до настоящего времени не имеет аналитического решения:

первая — определение параметров потока (т. е. определение полей скоростей и давлений) на входе в зазоры между колесом и корпусом;

вторая — определение закона изменения давления в зазорах между вращающимся колесом и кожухом при известных входных граничных условиях и геометрии зазора.

Обе задачи взаимосвязаны и могут быть решены при ряде допущений численным способом.

Определение статического давления на выходе из колеса. Рассмотрим способы определения параметров потока на выходе из колеса. Обычно используется зависимость

$$H_p = \frac{H}{\eta_r} \left(1 - \frac{gH}{2u_2^2 \eta_r} \right),$$

которая получается в предположении постоянства меридианных скоростей на входе в колесо и выходе из него, отсутствия потерь в рабочем колесе и полной круговой симметрии потока на выходе и входе.

Иногда используется зависимость для определения осредненной величины статического давления на выходе из колеса

$$H_p = \frac{H}{\eta_r} \left(1 - \frac{gH}{2u_2^2 \eta_r} \right) + \frac{c_{m_2} - c_{m_1}}{2g} - \Delta h_{p.к.},$$

где H — напор рабочего колеса, м. вод. ст.; η_r — гидравлический КПД; c_{m_1} и c_{m_2} — меридианные скорости на входе в рабочее колесо и выходе из него; $\Delta h_{p.к.}$ — гидравлические потери в рабочем колесе, определение которых само по себе представляет очень сложную задачу; g — ускорение свободного падения.

Сложность действительной картины течения жидкости в боковых пазухах при практически произвольных граничных условиях обуславливает необходимость использования упрощенных методик расчета распределения давления.

Расчет распределения давлений в боковой пазухе центробежного насоса. В расчетной практике наибольшее распространение нашел способ расчета давлений в пазухах насоса, основанный на предположении о том, что жидкость в пазухах вращается как твердое тело с некоторой скоростью $\omega_{ж}$, которая, как показали теоретические и экспериментальные исследования, является функцией параметров

$$\bar{\delta} = \delta/R_2; \quad \bar{R} = R/R_2; \quad W_Q = Q_{np}/(R_2 u_2); \\ \bar{c}_u = c_u/u_2.$$

Здесь δ — зазор между колесом и стенкой; R — безразмерный радиус; W_Q — коэффициент утечек.

В тех случаях, когда $\omega_{ж} = \text{const}$, т. е. не зависит от радиуса, распределение давлений может быть получено аналитически из решения дифференциального уравнения равновесия элементарного слоя жидкости без учета сил трения по поверхности колеса и корпуса:

$$dH/dR = \omega_{ж}^2 R/g.$$

Интегрируя по радиусу, получаем

$$H_R = H_{R_1} - \frac{\omega_{ж}^2}{8g} (R_2^2 - R^2).$$

Чаще всего принимают $\omega_{ж} = 0,5\omega_d$ (ω_d — угловая скорость диска, и тогда получают

$$H_R = H_{R_1} - \frac{\omega_d^2}{8g} (R_2^2 - R^2),$$

причем осевая сила с одной стороны колеса от наружного радиуса до радиуса лабиринтного уплотнения после интегрирования по поверхности колеса будет равна

$$F = \pi (R_2^2 - R_n^2) \left[H_{R_2} - \frac{\omega^2}{16g} (R_2^2 - R_n^2) \right].$$

На рис. 4.11 приведена зависимость $\omega_{ж}/\omega_{д}$ от $\bar{\delta} = \delta/R_2$. Используя приведенные значения, можно определить $H(R)$, проводя численное интегрирование уравнения, а затем численным интегрированием определить и F .

На величину $\omega_{ж}$ оказывают влияние шероховатость K диска и корпуса (рис. 4.12).

Способы уменьшения осевых сил. В практике насосостроения нашли применение несколько основных способов уменьшения или изменения осевых усилий, действующих на рабочие колеса насосов, которые будут рассмотрены ниже. Для всех способов разгрузки требуются определенные затраты мощности.

Рабочие колеса двойного всасывания. Схема насоса показана на рис. 4.13. При идеально спроектированных и изготовленных колесах и корпусе в таком насосе практически полностью отсутствуют осевые силы, вызванные работой колеса, поскольку имеется симметрия сил, действующих на ведущий и ведомый диски рабочего колеса. Однако если колесо расположено так, что зазоры a и b несимметричны, а зазоры в уплотнениях различные, то вследствие нарушения симметрии могут возникнуть значительные осевые усилия.

Уравновешивание осевых сил с помощью гидростатической опоры. В конструкциях питательных и конденсатных насосов широкое применение получили гидростатические упорные пяты, принцип действия которых состоит в следующем. За последней ступенью (рис. 4.14) устанавливают диск, который с корпусом образует камеру. Эта камера сообщается через дросселирующую щель во втулке вала с заколесной полостью последней ступени, а посредством торцевой щели δ — со всасыванием первой ступени. В том случае, когда сила направлена в сторону всасывания, зазор δ уменьшается, благодаря чему в камере A увеличива-

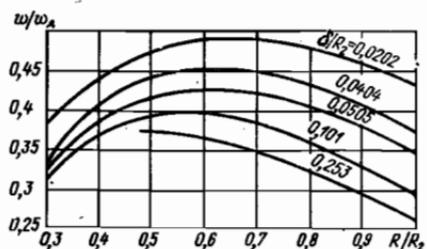


Рис. 4.11. Зависимость относительной угловой скорости от R/R_2

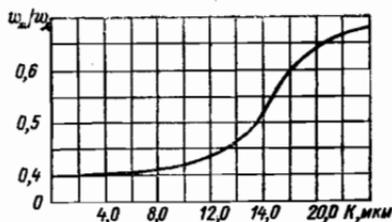


Рис. 4.12. Зависимость $\omega_{ж}/\omega_{д}$ от абсолютной шероховатости

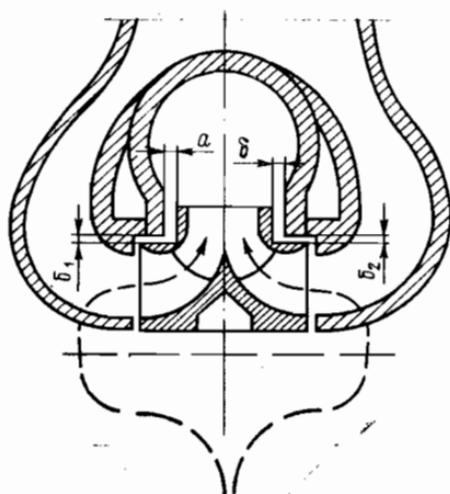


Рис. 4.13. Схема колеса с двойным всасыванием

осевого усилия $\Sigma p_{p.к}$, действующего на рабочие колеса, и усилия, действующего на диск:

$$\Sigma p_{p.к} = \psi \pi (R_a^2 - R_b^2) \Delta p,$$

где ψ — коэффициент, учитывающий характер распределения давления жидкости по поверхности диска;

$$\Delta p = \frac{\Sigma p_{p.к}}{\psi \pi (R_a^2 - R_b^2)}.$$

В то же время Δp — это перепад, срабатываемый при расходе жидкости по торцовому зазору δ . Для надежного действия системы разгрузки необходимо, чтобы зазор δ не был меньше некоторого максимального значения. Обычно полагают, что

$$\delta_{\max} = (0,001 \div 0,0012) R_a.$$

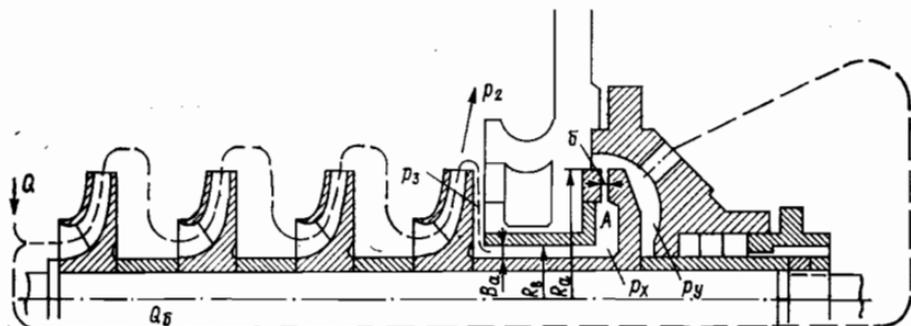


Рис. 4.14. Гидростатическая опора

Коэффициент ψ определяется исходя из допущения, что давление в камере A постоянное, а вдоль осевого зазора меняется по линейному закону. Его можно определить из следующей зависимости:

$$\psi = \frac{(1 - \varphi)(1 + R_B/R_A) + (1 + 2\varphi)(R_B/R_A)^2 - 3(R_B/R_A)^3}{3(1 - R_B^2/R_A^2)},$$

где $\varphi = 0,18 \div 0,25$ — коэффициент, учитывающий падение давления на входе в осевой зазор.

Приемлемость полученного значения Δp при выбранных размерах разгрузочного диска и зазора δ определяется величиной расхода Q_δ в системе разгрузки.

Расход Q_δ определяется по стандартной зависимости

$$Q_\delta = \pi \frac{R_A + R_B}{\delta \mu_Q \sqrt{2g \Delta p / \gamma}},$$

где μ_Q — коэффициент расхода, определяемый по формуле

$$\mu_Q = 1 / \sqrt{\frac{\lambda(R_A - R_B)}{2\delta} + 1,5}.$$

В то же время, поскольку жидкость Q_δ проходит через зазор b_a вдоль вала, то

$$Q_\delta = 2\pi R_b b_a \mu_Q \sqrt{2g \frac{p_3 - p_2}{\gamma}},$$

где

$$\mu_Q = 1 / \sqrt{\frac{\lambda b}{2b_a} + 1,5}.$$

Давление p_3 можно определить из зависимости

$$p_3 = p_2 - \gamma \frac{\omega_d^2}{8g} (R_2^2 - R_B^2).$$

Порядок расчета следующий. По известному давлению на выходе из рабочего колеса последней ступени, заданному давлению и известной геометрии гидравлической пяты (R_a , R_b и т. д.) определяют Δp и Q_δ в функции осевого зазора δ . По известной осевой силе находят Δp и, следовательно, Q_δ и δ .

Если величины Q_δ и δ имеют приемлемые значения, то расчет закончен. Если одна из величин не устраивает проектанта, то, меняя геометрию системы разгрузки, он делает второе приближение и т. д.

Разгрузка осевых усилий с помощью лабиринта, отверстий и разгрузочной камеры. В консольных насосах разгрузка от осевых сил гидравлического происхождения часто осуществляется по схеме, представленной на рис. 4.15, с помощью лабиринта на ведущем диске колеса, разгрузочных отверстий и камеры. Полость

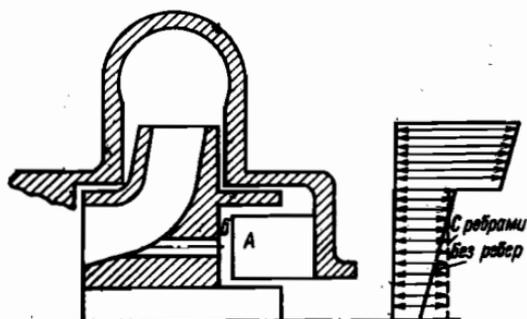


Рис. 4.15. Схема разгрузки осевых усилий с помощью отверстий и разгрузочной камеры

пазухи симметричными, то силы, действующие на покрывной и ведущий диски колеса, будут практически равны. Для этого необходимо, чтобы площадь разгрузочных отверстий была больше площади лабиринта в 4—5 раз. При этом рекомендуется определять коэффициент сопротивления вращающихся щелей однощелевого лабиринта по зависимости

$$\xi_{ср} = (1 + 0,125u/c_0) \xi_0,$$

где ξ_0 — коэффициент сопротивления неподвижного лабиринта.

Импеллерная разгрузка. Во многих случаях уменьшение или изменение осевой силы в насосах происходит при изменении скорости жидкости в пазухах рабочего колеса при помощи ребер, вращающихся вместе с колесом или неподвижных.

Для вращающихся ребер рекомендуется следующая зависимость для определения средней скорости жидкости в зазоре между вращающимися ребрами (при числе ребер больше 6) и корпусом при отсутствии радиального течения:

$$\omega_{ж} = \frac{\omega_{д}}{2} \left(1 + \frac{h_p}{H_{п}} \right),$$

где h_p — высота ребра; $H_{п}$ — суммарная высота пазухи.

Осевая сила, действующая на оребренную поверхность колеса, определится в этом случае так:

$$F_p = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} \left[H_{R_s} - \frac{\omega_{ж}^2 \left(1 + \frac{h_p}{h_n} \right)}{8g} (R_2^2 - R_1^2) \right] \gamma R dR = \\ = \pi (R_2^2 - R_1^2) \gamma \left[H_{R_s} - \frac{\omega^2}{16g} \left(1 + \frac{h_p}{h_n} \right) (R_2^2 - R_1^2) \right].$$

В ряде насосов изменение осевой силы, действующей на рабочие колеса, осуществляется применением неподвижных ребер в пазухах со стороны ведомого диска или за разгрузочным лаби-

от ступицы колеса до лабиринтного уплотнения соединяется разгрузочными отверстиями в колесе или в корпусе насоса со всасыванием. Обычно разгрузочные отверстия выполняют такими, чтобы их сопротивление было мало, тогда, если условно принять положение лабиринта на ведущем и ведомом дисках колеса на одном радиусе и боковые

ринтом со стороны ведущего диска. Если нужно увеличить силу в сторону всасывания, неподвижные ребра устанавливают со стороны ведущего диска. Неподвижные ребра оказывают тормозящее действие на поток в паузе, вследствие чего происходит выравнивание давлений в паузе.

Будем условно считать паузу разделенной ребрами на две полости: полость A (см. рис. 4.15), где жидкость в ребрах имеет $\omega_A = 0$, и полость B , где жидкость вращается с $\omega_B = 0,5\omega_d$. Среднюю скорость жидкости в паузе с неподвижными ребрами определим как средневзвешенную по зазору:

$$\omega_{ж} = \frac{\omega_A h + \omega_B \delta}{h + \delta} = \frac{\omega_d}{2} \left(1 + \frac{h}{h + \delta} \right).$$

Полученную зависимость можно применять при оценке осевой силы, которая определяется по формуле

$$F_p = \pi (R_{2p}^2 - R_{1p}^2) \gamma \left[HR_{2p} - \frac{\omega_d^2 (1 - h/(h + \delta))}{16g} (R_{2p}^2 - R_{1p}^2) \right],$$

где R_{1p} и R_{2p} — больший и меньший радиусы ребра.

Механизм действия неподвижных ребер в зоне разгрузочных отверстий за разгрузочным лабиринтом следующий. Когда в зоне разгрузочных отверстий камера корпуса гладкая, то вследствие вращения диска колеса и течения жидкости давление в полости A повышается с ростом радиуса; когда в полости A есть неподвижные ребра, то давление в ней почти постоянное и среднее давление меньше, чем без ребер, что, с одной стороны, уменьшает осевую силу, а с другой — увеличивает протечки через лабиринт и давление в зоне разгрузочных отверстий. Качественная эпюра распределения давлений в этих случаях приведена на рис. 4.15.

4.6. Радиальные силы

Одна из основных проблем, возникающих при создании центробежного насоса, — необходимость точного определения радиальной силы. Без достоверного знания этой силы невозможно правильно выбрать осевые подшипники и обеспечить их нормальную работу. Как показывает практика эксплуатации центробежных насосов, в ряде случаев несущая способность осевых подшипников недостаточна для восприятия радиальных сил, возникающих в насосе. Это приводит к усиленному изнашиванию опорных элементов, сокращению срока службы насоса, а иногда и к авариям. В других случаях осевые подшипники имеют необоснованно большие запасы несущей способности, что ведет к значительному утяжелению, усложнению и удорожанию конструкции в целом.

Радиальная сила на рабочем колесе является одной из составляющих результирующей радиальной силы в насосе. Прочие нагрузки, например от радиального небаланса сборки ротора или

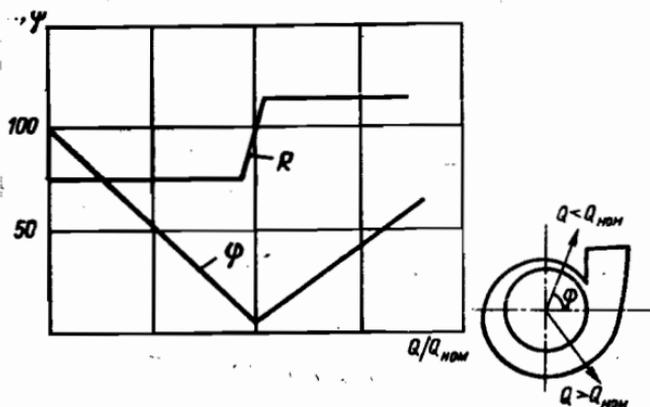


Рис. 4.16. Зависимость радиальной силы от расхода

возникающие в цилиндрических щелях уплотнений, также могут быть в каждом конкретном насосе.

На рис. 4.16 показана типичная зависимость радиальной силы от расхода для насоса со спиральным отводом. Минимальная радиальная сила соответствует расходу, близкому к номинальному. Вблизи этого же значения расхода изменяется угол направления действия силы: при $Q < Q_{\text{ном}}$ вектор радиальной силы направлен в сторону меньших, а при $Q > Q_{\text{ном}}$ — в сторону больших сечений спирального отвода согласно изменению характера распределения давления по окружности колеса.

В насосах с направляющим аппаратом указанная выше неравномерность имеет место вдоль каждой лопасти, а полная осевая симметрия потока за колесом также отсутствует. Следствием нарушения круговой симметрии в распределении давлений и скоростей за колесом и является появление неуравновешенной поперечной силы, действующей на ротор насоса. Чем больше неравномерность, а она возрастает с удалением от расчетного расхода, тем больше и радиальная сила.

В настоящее время при оценке радиальных сил в насосах широко применяется формула, предложенная на основании результатов исследования насосов средней быстроходности (для холодной воды):

$$R = 0,1kHD_2b'_2; \quad (4.11)$$

$$b'_2 = b_2 + \Delta,$$

где Δ — толщина дисков колеса.

В насосах со спиральным отводом для безразмерного коэффициента k рекомендована формула

$$k = 0,36 [1 - (Q/Q_{\text{ном}})^2]; \quad (4.12)$$

для кольцевых отводов

$$k = 0,36Q/Q_{\text{ном}}.$$

Из выражений (4.11) и (4.12) следует, что максимальное значение радиальной силы соответствует нулевому, а минимальное — номинальному расходу, когда $k = 0,36$.

Однако зависимость (4.12) не отражает действительного характера течения во многих конструкциях центробежных насосов: при расчетном режиме R теоретически становится равным нулю, но практически и на расчетной подаче полная симметрия потока около колеса отсутствует, вследствие чего $R \neq 0$.

Кроме того, результаты расчета по формулам (4.11) и (4.12) несколько отличаются от экспериментальных данных. Было проведено сравнение значений, рассчитанных по формуле (4.12) и на основании экспериментальных исследований радиальных сил в четырех насосах с $n_s = 120, 125, 130$ и 200 (рис. 4.17). Из рисунка видно, что значения в исследованных насосах меньше значений, рассчитанных по формуле (4.12). Причина такого расхождения в том, что коэффициент радиальной силы зависит от быстроходности насоса, режима работы насоса и его конструктивных особенностей.

Проведенные экспериментальные исследования радиальных сил в насосах с быстроходностью $200 \leq n_s \leq 300$ показали, что в данном диапазоне быстроходности закономерность изменения радиальной силы хорошо описывается формулой

$$R = k_R [1 - (Q/Q_{\text{ном}})^2] \gamma H D_2 b_2.$$

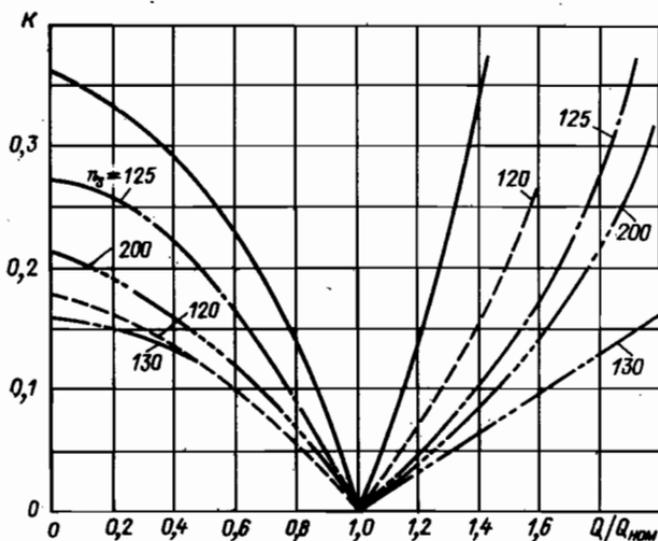


Рис. 4.17. Зависимость коэффициента K от относительного расхода:

1 — по формуле (4.12); 2, 3, 4, 5 — экспериментальные данные для насосов соответственно с $n_s = 125, n_s = 200, n_s = 120, n_s = 130$

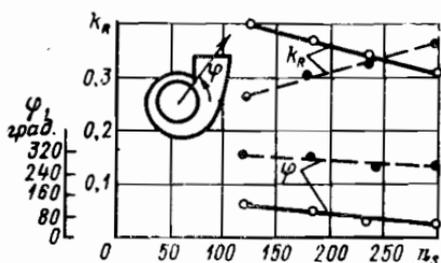


Рис. 4.18. Зависимость k_R от n_s

Величину k_R в этой формуле следует определять в зависимости от быстроходности насоса (рис. 4.18). Этот же график служит для определения угла направления действия радиальной силы.

Для приближенного определения радиальной силы коэффициент k может быть принят равным 0,36, а угол действия силы — равным 100° при $Q < Q_{\text{ном}}$ и 300° при $Q > Q_{\text{ном}}$.

Достаточно точная методика расчета радиальных сил приведена ниже. Окружность колеса на выходе разбивают равномерно на i участков, каждый из которых имеет расход q_i . Тогда картина течения в спиральной части отвода представляется следующим образом. На каждом i -м участке происходит слияние расхода q_i с расходом в спирали Q , создаваемым предшествующими участками. При этом учитываются потери Δh_i на вход, на смешивание, на трение. Определив гидравлические потери в спиральной части $\Delta h_{\text{сп}}$ и теоретический напор колеса H_T как среднее взвешенное по всем расходам q_i для напора в нагнетательном патрубке, получим выражение

$$H = H_T - \Delta h_{\text{сп}}$$

Меридианные скорости определяются итерационным способом из выражения

$$H + \Delta h_i = u_2 \frac{u_2 - K_2 c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2}{g(1+p)},$$

которое представляет собой видоизмененное уравнение Эйлера для напора насоса (p — коэффициент влияния на конечное число лопаток; k_2 — коэффициент стеснения на выходе. Разница потерь для каждого i -го участка определяет также отличие меридианных скоростей и тем самым расход через каждый элемент окружности колеса.

Статическое давление для каждого элемента окружности колеса определяется из выражения

$$H_{\text{ст } i} = H + \Delta h_i - \frac{c_{m2i}^2 - c_{u2i}^2}{2g}.$$

Получив таким образом распределения скоростей и давлений по окружности колеса, с помощью дифференциального метода определим радиальную силу. На рис. 4.19 приведены результаты расчета насоса 6К-8 в сравнении с экспериментальными данными, а также с расчетом по этой методике. Как видно, расчет мало отличается от эксперимента. На этом же рисунке приведена рас-

четная кривая радиальной силы по методике для спирали, имеющей в два раза меньшие сечения. Видно, что уменьшение сечения приводит к почти параллельному сдвигу кривой в сторону меньших расходов.

Радиальная сила как сумма статической и динамической составляющих. В рассуждениях о радиальной силе до сих пор подразумевалось ее среднее значение за какой-то промежуток времени на установившемся режиме работы насоса. Однако радиальную силу в насосе следует рассматривать как сумму статической и динамической составляющих.

Типичная запись изменения радиальной силы во времени представлена на рис. 4.20. Из записи отчетливо видно, что радиальная сила состоит из статического и динамического компонентов, причем последний имеет волновой характер и соизмерим с первым.

В динамическом компоненте можно выделить три составляющие. Первая составляющая — на частоте, равной частоте вала n . Частота второй составляющей равна произведению частоты вращения вала и числа лопастей колеса — nz . Третья составляющая — на всех прочих частотах.

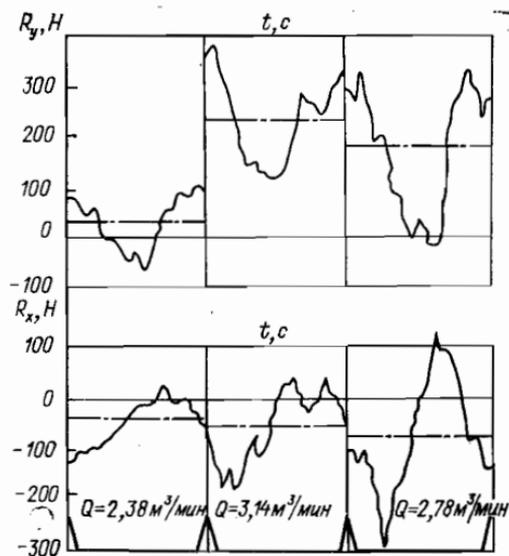


Рис. 4.20. Зависимость радиальной силы от времени

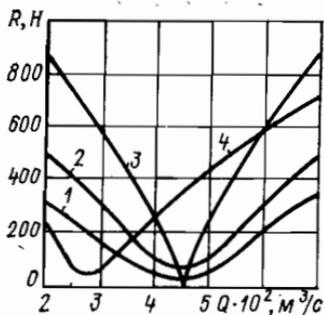


Рис. 4.19. Величина радиальной силы в насосе:

1 — экспериментальные данные; 2 — расчет по предлагаемой методике; 3 — расчет по формуле (4.12); 4 — расчет при изменении ширины спирального отвода

этих частотах, значительная на малых расходах, уменьшается с возрастанием расхода и имеет минимальное значение вблизи $Q_{ном}$, когда поток по периферии колеса стабильный.

Волновой характер радиальной силы во многом предопределяет виброакустические характеристики насоса. Так, значительный уровень вибрации наблюдается на лопастных частотах ωz и ωz_d . Было показано, что при радиальном выборе чисел z и z_d лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата обеспечивается минимальный уровень вибрации.

Если статический компонент радиальной силы вызывается асимметрией отвода и подвода, то динамический обусловлен несимметрией как рабочего колеса (первая составляющая), так и потока на входе в колесо и выходе из него (вторая составляющая). Имеются сведения о влиянии эксцентриситета в уплотнении рабочего колеса на радиальную силу для насоса с $n_s \approx 110$, в котором в качестве отвода был применен направляющий аппарат со сборной камерой. Причинами изменения радиальных нагрузок при изменении эксцентриситета в щели лабиринта являются перераспределение поля скоростей на всасывании насоса, вызванное перераспределением протечек по окружности лабиринтного уплотнения, и изменения подъемной поперечной силы в щели лабиринта.

Экспериментально показано, что появление относительного эксцентриситета $\chi = 0,3$ приводит к возрастанию как статической, так и динамической составляющей в три раза и более по сравнению с $\chi = 0$. Очевидно, что при $\chi = 0$ рабочее колесо работает в равномерном потоке и при этом все гидравлические нагрузки малы. В случае $\chi = 0,3$ появляется окружная неравномерность потока на выходе из рабочего колеса, в результате чего увеличиваются радиальные нагрузки.

Способы уменьшения радиальных сил в насосах. Способы уменьшения нагрузок на ротор сводятся к созданию осесимметричного потока вокруг колеса. С этой целью применяют двухзаходные спиральные отводы, лопастные диффузоры, направляющие аппараты и т. п.

В двухзаходном спиральном отводе поток разделяется на две равные части с помощью расположенной по спирали перегородки, начало которой отстоит от начала спирального отвода на 180° . Несмотря на то, что неравномерность распределения давлений в каждой из спиральных частей сохраняется, вследствие симметрии возникают две противоположно направленные радиальные силы.

Измерения распределения давлений вдоль двухзаходных спиральных отводов, а также непосредственные измерения радиальных сил показали, что двойной спиральный отвод не обеспечивает полной симметрии потока на выходе рабочего колеса и поэтому полностью не устраняет радиальную силу в насосе.

Наличие радиальной силы в насосе с двухзаходным спиральным отводом объясняется тем, что каналы этого отвода неодинаковые. Путь жидкости по наружному каналу примерно вдвое длиннее пути по внутреннему каналу отвода, поэтому потери давления вдоль первого канала отвода больше, чем вдоль второго.

В многоступенчатых насосах уравнивание радиальных сил, действующих на ротор, возможно путем поворота спиральных отводов двух смежных колес на 180° один относительно другого. В этом случае радиальные силы, действующие на каждые два колеса, дают равнодействующую, равную нулю.

Для полной симметрии распределения давлений вокруг колеса подвод воды на всасывание также должен быть симметричным. Отклонение от симметрии может привести к тому, что различные каналы рабочего колеса создадут различные напоры, в результате чего возникнет радиальная сила.

Отметим также, что при уравнивании поперечных сил, действующих на рабочие колеса насосов, на основании принципа симметрии требуется высокая точность выполнения отводящих каналов. Эта точность легко достигается в лопастных отводах, получаемых механической обработкой. Укажем еще несколько способов уменьшения радиальных сил. Эти способы объединяет то, что они основаны на знании характеристик радиальной силы. Благодаря применению специального устройства в противовес радиальной создается сила, противоположная по направлению. Таким образом происходит полное или частичное уравнивание радиальной нагрузки. Примерами могут служить устройства, приведенные на рис. 4.21.

В устройствах, изображенных на рис. 4.21, а, б, противодействующая радиальная сила создается благодаря созданию повышенного давления на участке поверхности лабиринтного уплотнения рабочего колеса. Это достигается применением либо паза в цилиндрической стенке корпуса (рис. 4.21, а), либо выступа, выполненного в виде сектора, закрепленного на корпусе (рис. 4.21, б). Расположение этих устройств соответствует направлению вектора радиальной силы.

В варианте, иллюстрируемом рис. 4.21, в, создание уравнивающей силы достигается применением одного или двух радиальных ребер, расположенных в пазухе насоса, при этом ось симметрии ребер отстоит от направления, обратного действию радиальной силы, на угол $60-90^\circ$ против вращения колеса. Уравнивающая сила создается за счет несимметричного обтекания ребер: перед ними из-за торможения потока происходит повышение давления, а за ними — понижение.

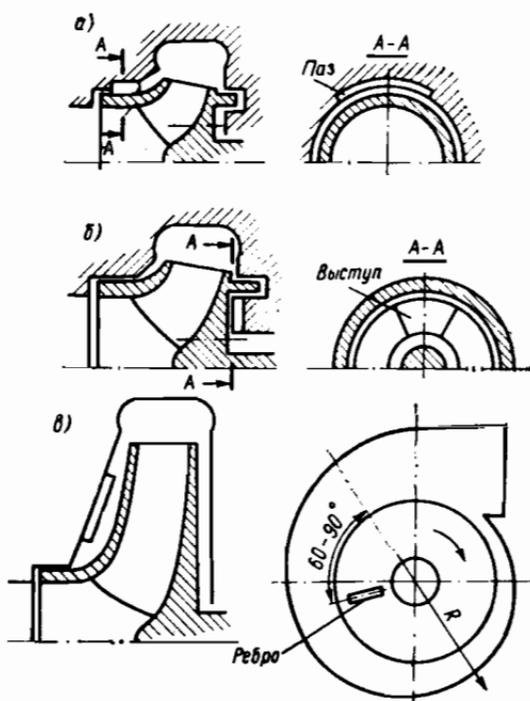


Рис. 4.21. Конструктивные схемы разгрузки от осевых усилий

В осевых насосах течение жидкости в основном имеет осевое направление, т. е. движение частиц происходит по цилиндрическим поверхностям, соосным оси насоса (см. рис. 2.3). Отсутствие радиального перемещения потока в целом исключает возможность действия центробежных сил, и приращение давления происходит исключительно за счет преобразования кинетической энергии.

Если в области рабочего колеса вырезать элементарный цилиндрический слой двумя близкими соосными цилиндрами и развернуть на плоскость, то сечения этого слоя лопастного рабочего колеса дадут ряд профилей (рис. 4.22). Такой бесконечный ряд профилей с одинаковыми расстояниями между ними называется прямой плоской бесконечной решеткой профилей.

Рассмотрим основные геометрические и гидродинамические параметры изолированного профиля и решетки профилей. Средняя линия профиля делит пополам толщину профиля по всей его длине. Хорда профиля прямая, соединяющая концы скелета профиля. Наклон хорды характеризуется углом установки профиля. В качестве оси решетки принята прямая, проведенная через сходственные точки профиля в решетке. Она совпадает с направлением окружной скорости u .

Угловые характеристики формы профиля — углы между направлением окружной скорости и касательными к скелету на входе β_1 и выходе β_2 .

Ширина (размах) лопасти l — линейный размер лопасти в радиальном направлении.

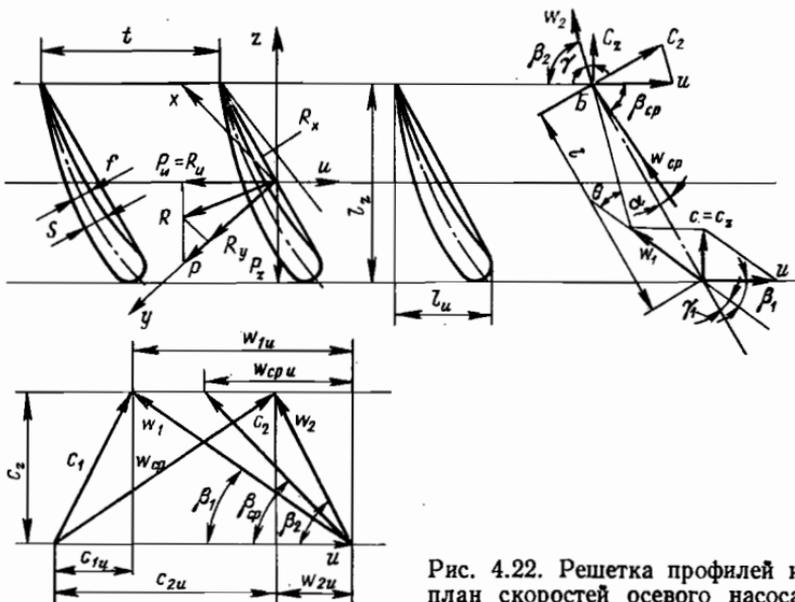


Рис. 4.22. Решетка профилей и план скоростей осевого насоса

Шаг решетки определяется выражением $t = 2\pi R/z$.

Все размеры профилей выражаются в долях хорды (максимального профиля b): $\bar{c} = c/b$ — относительная толщина; $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг решетки; $\bar{a} = a/b$ — координата точки, соответствующей максимальному прогибу средней линии профиля (φ_{\max}); $\bar{a}_c = a_c/b$ — координата сечения, где толщина профиля максимальная.

Обычные пределы изменения приведенных коэффициентов: $\bar{c} = 0,03 \div 0,15$; $0,5 \leq \bar{t} \leq 2,0$; $\bar{a} = 0,4 \div 0,5$; $\bar{a}_c = 0,3 \div 0,5$. Меньшие значения коэффициента \bar{c} соответствуют концевым сечениям рабочих лопастей; меньшие значения \bar{t} — корневым сечениям рабочих лопастей; нижний предел определяется из условия обеспечения достаточно высокого КПД.

Действие решетки на поток можно охарактеризовать изменением треугольников скоростей потока перед решеткой и за ней. Построим треугольники скоростей для начала и конца лопасти. При этом примем, что поток поступает на лопасти без подкрутки. Так как $c_z = \text{const}$ в зоне рабочего колеса, то возмущающее действие решетки сказывается главным образом на изменении скорости c_u . Для наглядности совместим треугольники скоростей.

Средняя геометрическая относительная скорость w_{cp} натекания потока на профиль в решетке играет ту же роль, что и c_{∞} для изолированного профиля. Величина и направление w_{cp} определяются из треугольников скоростей:

$$W_{cp} = \sqrt{c_z^2 + \frac{(w_{1u} + w_{2u})^2}{4}};$$

$$\text{tg } \beta_{cp} = \frac{c_z}{w_{cp u}} = \frac{2c_z}{w_{1u} + w_{2u}}.$$

Угол между направлением скорости w_{cp} и хордой профиля представляет собой угол атаки α . Разность $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ называется углом поворота потока в решетке.

При движении через решетку радиальной жидкости возникает сила взаимодействия R между потоком и профилем, составляющими которой являются подъемная сила профиля R_y , сила лобового сопротивления R_x , окружная R_u и осевая R_z составляющие реакции потока на профиль в решетке. Для профилей единичного размаха ($L = 1$)

$$R_y = c_{yp} \rho w_{cp}^2 b/2;$$

$$R_x = c_{xp} \rho w_{cp}^2 b/2,$$

где c_{yp} и c_{xp} — коэффициенты подъемной силы и силы лобового сопротивления профиля в решетке; ρ — плотность перекачиваемой среды.

Экспериментальное определение c_{yp} и c_{xp} для каждой конкретной решетки — сложная и трудоемкая операция. Обычно используют данные о коэффициентах c_{yp} и c_{xp} единичного про-

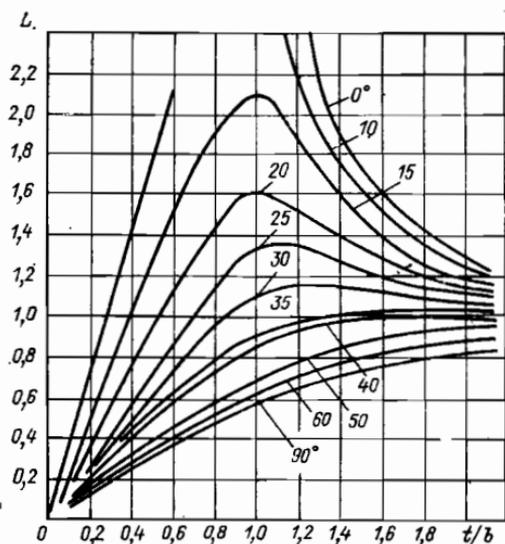


Рис. 4.23. Зависимость коэффициента влияния решетки от относительного шага

ного профиля. В связи с этим требуются соответствующие коррективы.

Для рабочих колес осевых насосов, развивающих небольшие напоры и имеющих малый относительный шаг решетки t/b , с достаточной точностью влияние решетки можно учесть, пользуясь графиками, построенными для пластин (рис. 4.23).

Зная силы, действующие на профиль в решетке (см. рис. 4.22), можно найти теоретический напор и гидравлические потери. Основная часть потерь энергии осевого насоса имеет место в его рабочем колесе вследствие больших скоростей и диффузорности течения в нем. Главной характеристикой лопастной системы колеса, оказывающей преимущественное влияние на уровень потерь энергии в нем, является густота решеток лопастей.

Относительные потери энергии

$$\bar{h}_{p.к} = \frac{\Delta h}{H} = c_x \frac{l}{t} \frac{w_{ср}^3}{2gH\omega_z}$$

Из этого уравнения видно, что относительная потеря энергии в рабочем колесе зависит от густоты решеток профилей и третьей степени среднегеометрической относительной скорости. Последняя растет вдоль размаха лопасти приблизительно пропорционально радиусу. Следовательно, наибольшие потери энергии наблюдаются в периферийной области рабочего колеса.

По данным рис. 4.24 можно определить оптимальную величину $(l/t)_{пер}$ в зависимости от $(K_N)_{опт} = H/(n^2 D_{р.к}^2)$, где $D_{р.к}$ — диаметр рабочего колеса; K_N — коэффициент напора; n — частота вращения колеса. Густоту решетки l/t на остальных радиу-

филя бесконечного размаха ($L/b \rightarrow 5$), полученные в результате испытаний различных профилей. Характеристика профиля данной формы представляет собой зависимость $c_{yр}$ и $c_{xр}$ от угла атаки α . Характеристика профиля может быть выражена одной кривой $c_y = f(c_x)$, называемой полярной.

Из-за влияния относительного шага, конечного размаха, числа Re и пограничного слоя характеристики профиля в решетке отличаются от характеристик изолирован-

сах лопасти рабочего колеса выбирают из условия безотрывного обтекания лопастей системы.

Решетки профилей рабочего колеса и направляющего аппарата осевого насоса всегда диффузорные. В среднем течение в них происходит с уменьшением относительной скорости и увеличением давления. Здесь, как и в любом другом диффузоре, возможен отрыв потока от поверхности профилей, что приводит к резкому возрастанию сопротивления и переформированию обтекающего профили потока, т. е. к изменению энергетических качеств насоса. Поэтому основным требованием, которое должно быть удовлетворено при проектировании лопастей системы, является обеспечение безотрывности течения в ней.

Циркуляция скорости, а значит, и напор при прочих равных условиях определяются поворотом относительной скорости решетки

$$\Gamma = \text{ctg } \beta_2 - \text{ctg } \beta_1,$$

т. е. в конечном счете углом поворота потока $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$. Чем больший угол поворота $\Delta\beta$ может быть осуществлен данной решеткой профилей, тем больший теоретический напор будет в ней получен.

С ростом напора увеличивается и диффузорность решетки. Для каждой решетки профилей существует предельное отклонение потока $\Delta\beta$, до которого обеспечивается безотрывность течения в ней. И наоборот, каждому повороту $\Delta\beta$ при прочих равных условиях соответствует свое минимальное значение густоты решетки, при котором течение в ней еще безотрывно.

Опыт показывает, что при проектировании насоса в качестве допустимого угла поворота потока может быть принят угол, равный 80 % максимально возможного в данной решетке. Этот угол называют номинальным и обозначают

$$\Delta\beta_{\text{ном}} = 0,8 \Delta\beta_{\text{max}}.$$

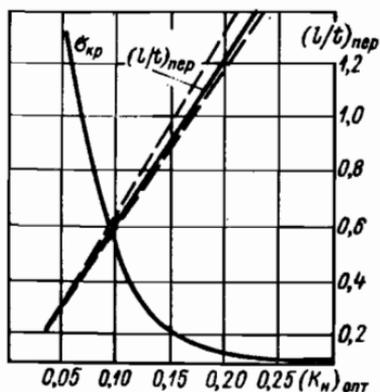


Рис. 4.24. График для определения допустимой густоты в периферийной области решетки

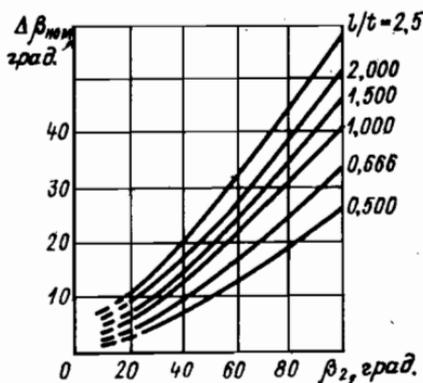


Рис. 4.25. График зависимости $\Delta\beta_{\text{ном}}$ от β_2 и l/t

Углы $\Delta\beta_{\max}$ и, следовательно, $\Delta\beta_{\text{ном}}$ зависят от геометрических характеристик решетки. Наибольшее влияние оказывают густота решетки l/t и угол установки α .

На рис. 4.25 дан график, позволяющий по требуемым значениям $\Delta\beta_{\text{ном}}$ и β_2 определить минимально допустимую густоту решетки, при которой еще обеспечивается безотрывность течения в ней.

Методика расчета осевого насоса. По заданным параметрам Q , H и n определяют n_s .

Осевую скорость на входе в лопастную систему вычисляют по формуле

$$v_{oc} = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{Qn^2}.$$

Такое значение v_{oc} соответствует углу $\beta_1 = 14 \div 21^\circ$. Обычно осевую скорость в лопастной системе принимают постоянной по радиусу $v_z(R) = \text{const}$, а в некоторых случаях — изменяющейся вдоль радиуса по линейному закону с незначительным увеличением во втулочных сечениях.

Выбирают относительный диаметр втулки $\bar{d} = d_{\text{вт}}/D$. Из условия неразрывности определяют диаметр рабочего колеса:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_z (1 - \bar{d}^2)}}.$$

Число лопастей рабочего колеса принимают из конструктивных соображений в пределах $z_{p.k} = 3 \div 6$.! Меньшие значения $z_{p.k}$ соответствуют малым значениям l/t .

Лопасты рассчитывают по цилиндрическим сечениям. Форму профиля определяют обычно по внутреннему $[R_{\text{вн}} = d_{\text{вт}}/2 + (0,015 \div 0,025)/D]$, наружному $[R_{\text{н}} = D/2 - (0,015 \div 0,025)/D]$ и среднему $(R_{\text{ср}} = D\sqrt{1 + \bar{d}_2/2}/2)$ сечениям. Для остальных сечений форму профиля получают интерполяцией. Иногда радиусы крайних сечений принимают равными радиусам втулки и рабочего колеса.

Отношение l/t лучше всего выбирать на основе анализа этих значений для выполненных насосов с высокими эксплуатационными качествами. Оптимальное отношение $(l/t)_{\text{пер}}$ для периферийных сечений определяют по графику на рис. 4.24. Для безотрывного обтекания профилей густота решетки не должна быть меньше, чем определенная по графику. В остальных сечениях густоту решетки выбирают не менее чем для периферийных при обеспечении плавного изменения l по радиусу.

Относительную максимальную толщину профиля s_{\max}/l выбирают с учетом прочности и технологичности изготовления. Для периферийного и втулочного сечений можно принять $(s_{\max}/l)_{\text{пер}} = 0,02 \div 0,03$; $(s_{\max}/l)_{\text{вт}} = 0,06 \div 0,1$.

Изменение s_{\max}/l для промежуточных сечений принимают по линейному закону. Окончательно значение s_{\max} для втулочного сечения определяют после выполнения прочностных расчетов.

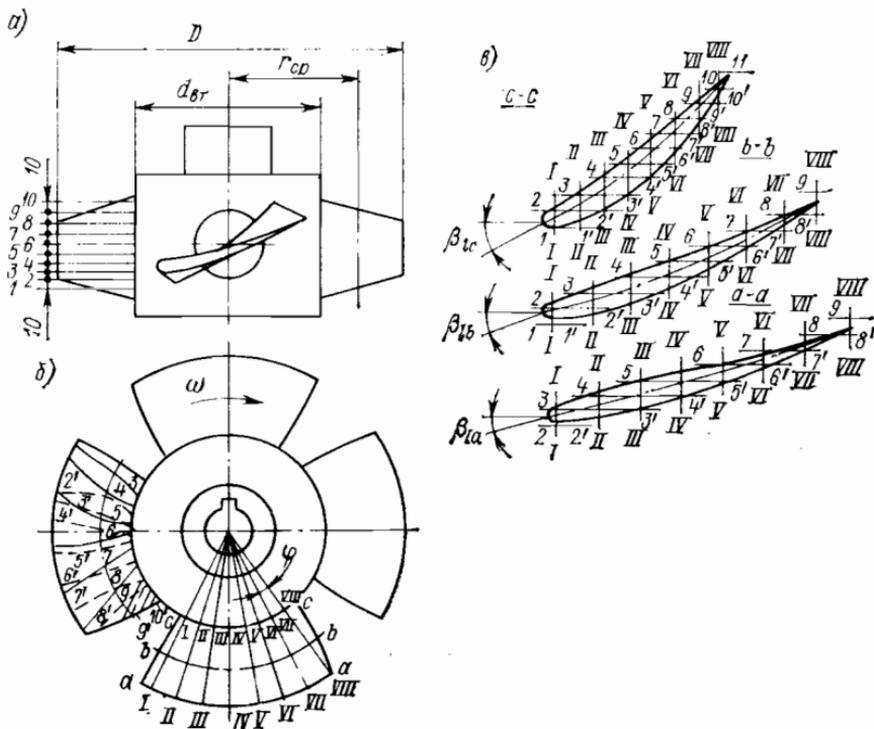


Рис. 4.26. Профилирование рабочего колеса

Положение сечения с максимальной толщиной на скелете выбирают из условия получения хорошо обтекаемой формы профиля: $2s_{\max}/l = -0,2 \div 0$.

Бóльшие значения относятся к более высоким n_s .

Радиусы закругления входной и выходной кромок можно ориентировочно принимать по следующим соотношениям:

$$r_{\text{вх}}/l \approx 0,1s_{\max}/l;$$

$$r_{\text{вых}}/l = (0,0002 \div 0,0003) z_{\text{д.к}} \frac{tD}{ld_{\text{вт}}}.$$

Расчеты лопасти удобно выполнять в табличной форме. После определения основных геометрических соотношений вычерчивают схему рабочего колеса (рис. 4.26, а, б). Одним из описанных способов рассчитывают решетку и строят развертки профилей на плоскость (рис. 4.26, в).

Для построения лопасти вычерчивают горизонтальные модельные и радиальные ее сечения. Горизонтальные сечения выполняют с интервалом, равным толщине модельных досок. Линии пересечения каждой из досок с рабочей стороной наносят на план лопасти сплошными линиями, с тыльной стороной — штриховыми. Горизонтальные сечения лопасти позволяют судить о плавности поверхности лопасти, радиальные сечения также служат

для контроля формы лопасти (по ним изготавливают шаблоны для контроля и обработки лопасти).

Эмпирические зависимости обычно используются для определения некоторых геометрических соотношений:

$$t/l = 0,001442n_s; \quad f_{\max}/l = 0,092/\sqrt[4]{n_s - 50}; \quad \beta_1 = 53/\sqrt[6]{n_s}.$$

Форму лопасти можно характеризовать величиной угла закрутки $\Delta\beta = \beta_{l_{\text{вт}}} - \beta_{l_{\text{пер}}}$. Высокоэффективные рабочие колеса осевых насосов имеют относительную закрутку лопасти $\Delta\beta/\bar{L} = 40 \div 53^\circ$. Удлинение лопасти $\bar{L} = \frac{R - r_{\text{вт}}}{l_{\text{сп}}}$.

На основании обработки экспериментальных данных испытаний осевых насосов, лопасти которых спрофилированы по профилям, характеризуемым уравнением $\pm y = 0,308x^{1/2} - 0,354x + 0,664x^2 - 1,086x^3 + 0,469x^4$, были получены оптимальные геометрические и кинематические соотношения, обеспечивающие совпадение оптимума энергетических и кавитационных качеств насосов:

$$\begin{aligned} t/l &= 0,59 \cdot 10^{-5} n_s^2 - 625 \cdot 10^5 n_s + 0,705 \bar{R}_i + 1,74; \\ c_{yp} t/l &= -1,358 \bar{R}_i^2 + 1,738 \bar{R}_i - 0,1642; \\ f/l &= 0,049 \bar{H} - 0,0466 \bar{H} \bar{R}_i - 0,044 \bar{R}_i + 0,062; \\ \delta_{16.н} &= [1,41 \cdot 1,335^{100f/l} + 3200 (f/l)^2 - 304f/l + 6,8] \times \\ &\quad \times (t/l)^{518} (f/l)^{-30,345} (t/l)^{-0,74} + (0 \div 1^\circ); \\ \beta_l &= \beta_1 + \delta_{16.н}; \\ v_{z, \text{сп}}/u &= 0,432 - 0,172 \cdot 10^{-3} n_s; \\ k_H &= v_{2u}/u = 0,4 - 0,343 \cdot 10^{-3} n_s; \\ k_v &= 0,134 \bar{R}_i + 0,66 v_{z, \text{сп}}/u - 0,140 + \Delta k_v t/l. \end{aligned}$$

Здесь $n_s = 450 \div 1200$; $\bar{R}_i = 2R_i/D = 0,45 \div 1,0$; $\bar{H} = gH/(n^2 D^2)$; $\delta_{16.н}$ — угол бесциркуляционного натекания потока; $k_v = \lambda \omega_{1i}^2 / u^2$ — коэффициент, характеризующий распределение разряжения по радиусу лопасти; $\Delta k_v = 0,1t/l - 0,078$.

4.8. Вихревые насосы

Вихревые насосы различают открытого и закрытого типов. Рабочее колесо насоса открытого типа имеет сравнительно длинные лопасти. Внутренний диаметр лопастей меньше внутреннего диаметра канала. Перекачиваемая жидкость поступает в канал через рабочее колесо.

Рабочее колесо насоса закрытого типа имеет короткие лопасти, расположенные на периферии диска. Их внутренний диаметр ра-

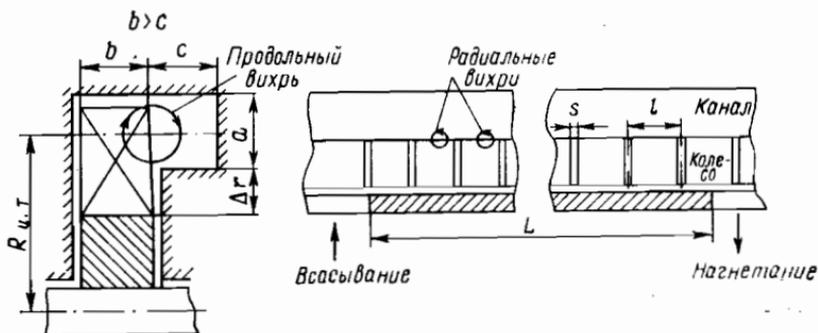


Рис. 4.27. Меридианные сечения [вихревого насоса открытого типа с боковым каналом

вен внутреннему диаметру канала. Перекачиваемая жидкость поступает непосредственно в рабочий канал.

По технико-экономическим показателям насосы закрытого типа имеют следующие преимущества перед насосами открытого типа: более крутую напорную характеристику и в 1,5—3 раза больший напор при одинаковых окружных скоростях рабочего колеса; более низкую всасывающую и самовсасывающую способность; максимальный КПД (30—50 % против 20—40 % для насосов открытого типа).

Разновидностью вихревых насосов являются центробежно-вихревые, которые имеют две ступени, работающие последовательно. Первая ступень — центробежная, вторая — вихревая. Это позволило создать компактный высоконапорный насос, обладающий самовсасыванием и имеющий хорошую всасывающую способность.

На основании результатов испытаний различных вариантов модельных и лучших промышленных образцов вихревых насосов предлагается нижеследующая схема расчета насоса открытого типа с односторонним боковым каналом (рис. 4.27).

1. Определяют коэффициент быстроходности по заданному напору H , подаче Q и выбранной частоте вращения n .

2. Находят коэффициенты напора ψ_0 и подачи φ_0 для оптимального режима по коэффициенту быстроходности:

n_s	15	20	25	30	35	40	45	50
ψ_0	5,50	4,75	4,10	3,60	3,20	2,90	2,70	2,45
φ_0	0,500	0,520	0,535	0,550	0,565	0,573	0,580	0,588

3. По выбранным ψ_0 и φ_0 вычисляют радиус расположения центра тяжести и площадь меридианного сечения рабочего канала по формулам

$$R_{ц.т} = \frac{13,5}{n} \sqrt{\frac{gH_0}{\psi_0}};$$

$$F = Q/(\varphi_0 u_{ц.т}),$$

где $u_{ц.т}$ — окружная скорость колеса на радиусе центра тяжести $R_{ц.т}$ рабочего канала.

Оценивают величину потребляемой насосом мощности. Для этого определяют максимальный КПД насоса η_{\max} :

n_s	15	20	25	30	35	40	45	50
η_{\max}	0,29	0,31	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38

Значения η_{\max} принимают приближенно и поэтому они могут иметь отклонения в обе стороны в зависимости от конструкции насоса.

Для выбора мощности привода насоса ориентировочно определяют максимальную мощность, потребляемую насосом, в зависимости от коэффициента быстроходности и мощности, потребляемой насосом в оптимальном режиме:

n_s	15	20	25	30	35	40	45	50
N_0/N_{\max}	0,336	0,394	0,435	0,46	0,495	0,525	0,550	0,563

Далее определяют геометрические размеры проточной части вихревого насоса по оптимальным соотношениям, которые приведены ниже.

Методика расчета вихревого насоса закрытого типа. Введем для вихревого насоса понятие о пропускной способности рабочего канала, которую обозначим

$$A_{\kappa} = \int_{R_{\text{вн}}}^{R_{\text{н}}} \frac{B}{R} dR,$$

где $R_{\text{н}}$ — наружный радиус рабочего канала; $R_{\text{вн}}$ — внутренний радиус рабочего канала; B — ширина рабочего канала; R — текущий радиус.

Из баланса мощности для вихревого насоса следует, что механический КПД приблизительно равен $\eta_{\text{м}} \approx 0,6$, а объемный КПД $\eta_0 \approx 0,85$. В связи с этим гидравлический КПД вихревого насоса закрытого типа можно с достаточной точностью принять равным $\eta_{\text{г}} \approx 0,75$. В этом случае

$$A_{\kappa} = 0,002\psi_0 n_s^{4/3} \sqrt[3]{Q\gamma/n}. \quad (4.13)$$

Значения пропускной способности канала, полученные при испытаниях модельных насосов и рассчитанные по формуле (4.13), приведены на рис. 4.28 для $n = 1450 \text{ с}^{-1}$.

Расчет вихревых насосов закрытого типа с периферийно-боковыми каналами проводят по следующей схеме (рис. 4.29).

1. По заданным подаче, напору и выбранной частоте вращения определяют коэффициент быстроходности насоса n_s .

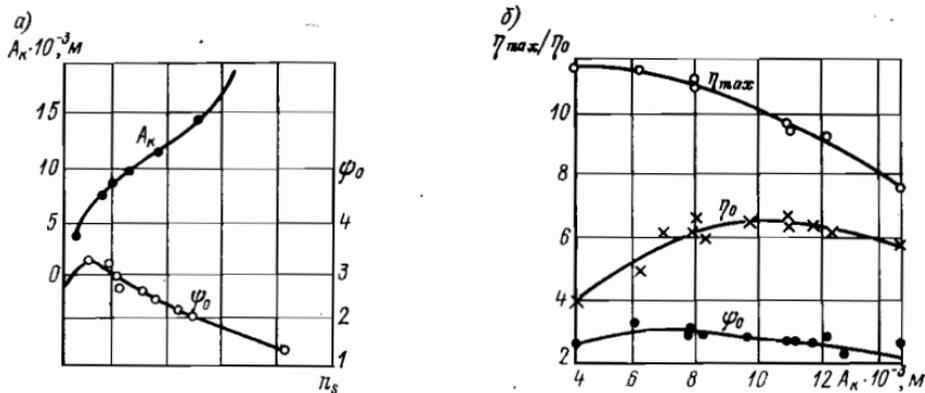


Рис. 4.28. Зависимость коэффициента напора и пропускной способности от n_s

2. По вычисленному n_s определяем пропускную способность канала A_k по формуле (4.13), где ψ_0 принимается из графика $\psi_0 = f(n_s)$ на рис. 4.28.

3. По уравнениям ($\psi = 2gH/u^2$) и [$\varphi = Q/(Fu)$] вычисляют диаметр рабочего колеса и площадь поперечного сечения рабочего канала и перестраивают безразмерную характеристику в координатах $H - Q$.

4. Для ориентировочной оценки экономичности рассчитанного насоса определяют из графика $\eta_0 = f(A_k)$ на рис. 4.28, б значение КПД насоса в оптимальном режиме.

5. Затем вычисляют геометрические размеры рабочего колеса и канала, используя уравнение (4.13) и оптимальные значения соотношений размеров колеса и канала для насосов закрытого типа.

Выбор оптимальных геометрических параметров (см. рис. 4.27). Для вихревых насосов открытого типа установлено, что оптимальные соотношения колеса и канала, кроме $\Delta R/a$, практически не

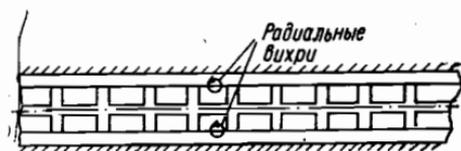
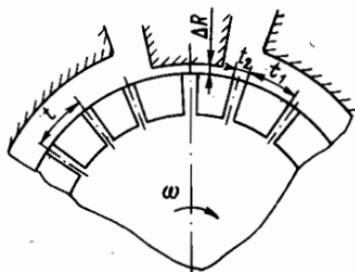
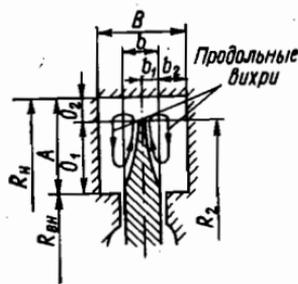


Рис. 4.29. Меридианные сечения вихревого насоса закрытого типа

зависят от коэффициента быстроходности и их рекомендуется принимать равными $l/c = 1,2$; $b/c = 1,07$; $a/c = 2$. Оптимальное соотношение $\Delta R/a$ определяется по значению n_s :

n_s	15	20	25	30	35	40	45	50
$\Delta k/a$	0,240	0,290	0,340	0,385	0,435	0,480	0,530	0,580

Оптимальные соотношения l/c , b/c , $\Delta R/a$ и a/c используются при построении меридианного сечения проточной части вихревого насоса открытого типа и выборе числа лопастей рабочего колеса.

Для вихревых насосов закрытого типа с периферийно-боковым каналом рекомендуются следующие оптимальные отношения размеров колеса и канала: $(b_2/b)_0 = 0,4 \div 0,5$; $(a_2/a_1)_0 = 0,35 \div 0,7$ и $(f/F)_0 = 0,7 \div 0,9$.

Из опыта проектирования вихревых насосов известно, что число лопастей рабочего колеса существенно влияет на напор и КПД насоса. Испытания показали, что с увеличением числа лопастей напор насоса возрастает и увеличивается до определенного значения числа лопастей (оптимальный режим). При дальнейшем увеличении числа лопастей сверх оптимального напор и КПД насоса снижаются вследствие стеснения потока.

Зона наибольших коэффициентов напора и КПД лежит в диапазоне относительного шага $t/a_1 = 0,4 \div 0,6$. Оптимальное число лопастей рабочего колеса вихревого насоса закрытого типа равно

$$z_{\text{опт}} = (5 \div 8) D_2/a_1.$$

Результаты испытаний модельных насосов показали, что у колес с постоянным D_2/a_1 при относительном шаге $t/a_1 > 0,5$ напор насоса в оптимальной зоне пропорционален числу лопастей. Это позволяет расширить область применения вихревых насосов по напору путем использования в одном и том же корпусе рабочих колес с различным числом лопастей.

В вихревых насосах применяются рабочие колеса с лопастями различной формы. Результаты испытаний рабочих колес с радиальными, наклоненными вперед по вращению и загнутыми назад прямыми лопастями показали, что наибольший КПД имеет насос с радиальными лопастями.

Применение лопастей с наклоном вперед по вращению приводит к снижению напора и смещению оптимального режима на меньшие подачи по сравнению с использованием радиальных лопастей. Напорная характеристика насоса получается более пологой.

Вихревые насосы, у которых рабочие колеса имеют загнутые назад лопасти, развивают меньшие напоры и имеют меньшие значения КПД. Оптимальный режим достигается при меньших подачах, чем у насосов с радиальными лопастями рабочего колеса.

При использовании рабочего колеса с лопастями «углом назад» напорная характеристика круче, чем у насоса с радиальными лопастями, причем в оптимальном режиме напоры практически сов-

падают. Ощутимый подъем напорной характеристики и соответственно мощностной начинается в нерабочей области характеристики при подаче менее $0,3Q$.

У насоса, снабженного колесом с лопастями «углом вперед», более пологая характеристика по сравнению с насосом, имеющим колесо с радиальными лопастями.

Следовательно, для вихревых насосов рациональнее применять колеса с радиальными лопастями как более простыми в изготовлении. Наклоном лопасти колеса можно менять форму характеристики вихревого насоса.

Основы расчета центробежно-вихревых насосов. Применение центробежного насоса в качестве первой ступени позволяет повысить частоту вращения вала насоса и его напор. Назначение центробежной ступени в центробежно-вихревом насосе состоит в обеспечении бескавитационной работы второй ступени, в качестве которой используется вихревой насос закрытого типа. При этом оптимальные режимы обеих ступеней должны совпадать или быть близкими.

Центробежная ступень должна развивать напор, больший кавитационного запаса вихревой ступени. Используя выражение для кавитационного коэффициента быстроходности

$$C = n \sqrt{Q} / (\Delta h / 10)^{3/4},$$

получим, что напор центробежной ступени должен удовлетворять условию

$$H_{\text{ц}} \geq 10 (n/C_{\text{в}})^{4/3} Q^{2/3}$$

или

$$H_{\text{ц}} \geq 10 \sqrt[3]{\left(\frac{n^2}{C_{\text{в}}^2 Q}\right)^2}. \quad (4.14)$$

Для вихревой ступени закрытого типа можно принять по экспериментальным данным $C = 110$.

Тогда

$$H_{\text{ц}} \geq 0,019 \sqrt[3]{(n^2 Q)^2}.$$

Так как центробежно-вихревые насосы имеют обычно частоту вращения вала 3000 с^{-1} , то для напора центробежной ступени напомним выражение

$$H_{\text{ц}} \geq 820 Q^{2/3},$$

где Q — расчетная подача, $\text{м}^3/\text{с}$.

Преобразуем выражение (4.14), введя в него коэффициент быстроходности, и получим

$$(n_s)_{\text{ц}} \leq 0,65 C_{\text{в}}.$$

Проведя разбивку общего напора по ступеням, подберем первую и вторую ступени центробежно-вихревого насоса по условиям

задания. КПД центробежно-вихревого насоса ориентировочно вычисляем по уравнению

$$\eta = \frac{\eta_{\text{ц}}\eta_{\text{в}}}{(1 - \alpha)\eta_{\text{в}} + \alpha\eta_{\text{ц}}},$$

где $\eta_{\text{ц}}$ — КПД центробежного насоса; $\eta_{\text{в}}$ — КПД вихревого насоса; $\alpha = H_{\text{в}}/H$; $H_{\text{в}}$ — напор вихревой ступени; H — общий напор насоса.

4.9. Кавитация

Явление кавитации в текущей жидкости возникает в тех случаях, когда статическое давление в какой-либо области потока падает ниже давления насыщенных паров жидкости. Реальная жидкость, как правило, не может воспринимать растягивающих усилий, которые возникают при падении давления в ней ниже давления насыщенных паров, поэтому в указанных областях происходит ее вскипание и нарушается сплошность потока с образованием многочисленных паровых пузырьков и устойчивых каверн, примыкающих к стенкам.

Как только паровые пузырьки, движущиеся вместе с потоком жидкости, попадают в область, где статическое давление выше упругости насыщенных паров, пар конденсируется и пузырьки исчезают.

Образование пара в потоке сопровождается затратой теплоты, отбираемой от жидкости, находящейся вблизи паровых пузырьков и каверн. В результате этого температура жидкости в этих областях несколько снижается, давление становится ниже первоначального давления насыщенных паров и вскипание жидкости происходит с запаздыванием при достижении определенной степени ее перегрева. Процесс конденсации в области потока с повышенным давлением идет также с некоторым запаздыванием при достижении определенной степени его переохлаждения. По этим причинам конденсация пара в пузырьках совершается с большой скоростью и движение частиц жидкости к центру пузырька также достигает большой скорости. В районе исчезновения пузырька происходит сильный гидравлический удар, в результате которого мгновенное местное давление может достигать нескольких десятков мегапаскалей. Если жидкость содержит растворенный газ, то в пузырьках и кавернах вместе с паром присутствует и выделившийся газ. Быстрое сжатие газа в области исчезновения пузырька не дает ему полностью раствориться в жидкости вновь и вызывает повышение его температуры в конце сжатия.

Из-за многочисленных гидравлических ударов размеры вновь возникающих пузырьков периодически колеблются. Процесс кавитации обычно сопровождается шумом и вибрациями.

Если исчезновение пузырьков происходит вблизи стенки, то следующие с большой частотой местные гидравлические удары

через некоторое время начинают разрушать поверхностный слой стенки, образуя гидравлические клинья в результате проникновения частиц жидкости в мельчайшие поры материала стенки. При этом в стенке могут происходить как химические, так тепловые и электрические процессы, усугубляющие разрушительное действие кавитации. Поверхность стенки приобретает характерный изъязвленный вид. Такой тип разрушения материала получил название кавитационной эрозии.

Кавитация возникает в той области проточной части насоса, где местное статическое давление снижается до некоторого критического давления $p_{кр}$, при котором наступают нарушение сплошности потока и изменение его структуры.

Возникновение кавитации в насосе при подаче $Q = \text{const}$ и частоте вращения $n = \text{const}$ происходит в результате понижения давления $p_{вх}$. Первичная кавитация в виде локальных очагов не меняет общей структуры потока. Появление очагов кавитации в проточной части насоса еще не означает нарушения его нормальной работы. Более того, даже при длительной работе насоса могут отсутствовать существенные кавитационные повреждения стенок рабочих органов насоса, не говоря уже о каких-либо изменениях внешних его характеристик. Такую кавитацию в насосе называют начальной. Она обычно выявляется либо визуальным (при прозрачных стенках насоса), либо акустическим способом. Иногда ее можно обнаружить по весьма незначительному изменению амплитудно-частотных характеристик насоса.

Следующий этап развивающейся кавитации в насосе при понижении $p_{вх}$ — возникновение первого критического режима, при котором начинают изменяться внешние характеристики насоса: снижаются его напор и мощность. Однако насос способен еще подавать жидкость потребителю, несмотря на то, что скорость кавитационной эрозии в насосе может значительно возрасти.

При дальнейшем понижении $p_{вх}$ растут размеры кавитационных зон, меняется их вид, а при некотором значении $p_{вх}$ возникает так называемый второй критический режим, характеризующийся началом резкого падения напора, мощности и КПД насоса.

В последнее время получил признание и третий критический режим, характерный тем, что насос работает при еще более низких давлениях $p_{вх}$, а напор его в этом случае снижается по сравнению с нормальным в несколько раз. Возникновение такого режима связано с отрывом кавитационной каверны от рабочей лопасти насоса и распространением ее за пределы решетки профилей. Часто такой режим насоса называют суперкавитационным. Давления на входе в насос, при которых возникают перечисленные критические режимы, соответственно обозначаются: $p_{вх II}$; $p_{вх I}$; $p_{вх II}$; $p_{вх III}$.

Условия возникновения кавитации в насосах. Кавитация, как уже говорилось, начинается в тот момент, когда в некоторой

области проточной части насоса статическое давление падает до давления насыщенных паров. Условия возникновения кавитации рассмотрим на примере центробежного насоса (см. рис. 2.3).

Выберем сечение 0—0 на входе в патрубок и сечение 1—1 на входе в рабочее колесо, где обеспечен (при нормальной организации входа) осесимметричный поток. Поток (в силу симметрии) будет установившимся и в абсолютном, и в относительном движении. Поэтому можно записать уравнение Бернулли в абсолютном и относительном движении в области колеса:

во всасывающем патрубке

$$\frac{P_0}{\gamma} + z_0 + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + z_1 \frac{c_1^2}{2g} + h_{0-1},$$

где h_{0-1} — гидравлические потери от сечения 0—0 до сечения 1—1; z_0 и z_1 — высотная координата сечения;

в области колеса

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{P_x}{\gamma} + z_x + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + h_{1-x}; \quad (4.15)$$

где h_{1-x} — гидравлические потери от сечения 1—1 до сечения xx .

Выразив значение относительных скоростей w через их проекции из плана скоростей $w^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u$, получим уравнение в виде

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1 c_{u1}}{g} = \frac{P_x}{\gamma} + z_x + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} - h_{1-x}. \quad (4.16)$$

Из уравнений (4.15) и (4.16) получаем

$$\frac{P_0}{\gamma} + z_0 + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{P_x}{\gamma} + z_x + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + h_{0-x}. \quad (4.17)$$

Вычитая из левой и правой частей выражения (4.17) напор $P_{нас}/\gamma$, соответствующий давлению насыщения, получаем

$$\frac{P_0 - P_{нас}}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{P_x - P_{нас}}{\gamma} + |z_x - z_0| + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + \frac{u_1 c_{u1}}{g} + h_{0-x}.$$

Очевидно, что кавитация начнется при условии $P_x = P_{нас}$, но это означает, что избыточный напор на всасывании

$$H_{вс} = \frac{P_0 - P_{нас}}{\gamma} + \frac{c_0^2}{g}$$

должен быть равен

$$H_{вс} = (z_x - z_0) + \frac{w_x^2 - u_x^2}{g} + \frac{u_1 c_{u1}}{g} + h_{0-x}. \quad (4.18)$$

Минимальное давление, равное $P_x = P_{нас}$, прежде всего будет в той точке, где $(w_x^2 - u_x^2)/(2g)$ будет максимальным. Как правило, разность отметок $z_x - z_0$ мала, потери $h_{вк}$ хорошо спроектированного колеса также малы, $c_{u1} = 0$, следовательно,

$$H_{вс} = \frac{(w_x^2 - u_x^2)}{2g}. \quad (4.19)$$

Таким образом, при принятых предположениях $H_{вс}$ согласно выражению (4.19) определяется динамикой потока при входе в колесо. В практике зарубежного насосостроения для обобщения результатов испытаний принят коэффициент кавитации Тома $\sigma = H_{вс}/H$, который, как это следует из теории подобия, есть величина постоянная.

В отечественном насосостроении большее применение находит кавитационный коэффициент быстроходности, определяемый по формуле

$$C = 5,62n \sqrt{Q}/H_{вс}^{3/4}, \quad (4.20)$$

из которой определяется избыточный кавитационный напор на всасывании

$$H_{вс} = 10 (n \sqrt{Q}/C)^{4/3}. \quad (4.21)$$

Формула (4.21) предпочтительнее, так как показывает связь $H_{вс}$ с основными параметрами насоса. Для насосов обычных конструкций коэффициент $C = 700 \div 1000$. Величина C зависит от n_s , от конструктивного исполнения насосов (у насосов с проходным валом C ниже, чем у консольных, что связано с увеличением скоростей у таких насосов).

Величину C можно определять по формуле

$$C = \frac{\sqrt{C_0/u_0} x_0}{[(w_x/u_0)^2 - (w_1/u_0)^2]^{3/4}},$$

где $x_0 = 1 - (D_1/D_0)^2$.

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы минимальное значение давления на входе в рабочее колесо насоса $p_{1 \min}$ было больше давления насыщенного пара перекачиваемой жидкости $p_{нас}$ т. е. $p_{1 \min} > p_{нас}$.

Удельная энергия E_1 потока при входе в рабочее колесо насоса должна быть достаточной для создания скоростей и ускорений в потоке при входе в рабочее колесо и преодоления сопротивления без падения местного давления до уровня, соответствующего началу кавитации. В связи с этим решающее значение приобретает превышение удельной энергии над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара:

$$\Delta h = E_1 - \frac{p_{нас}}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_f^2}{2g} - \frac{p_{нас}}{\gamma} = \frac{p_1 - p_{нас}}{\gamma} + \frac{C_f^2}{2g}. \quad (4.22)$$

Величина Δh называется кавитационным запасом.

На основании уравнений (4.17) и (4.22) устанавливается связь между кавитационным законом Δh и геометрической высотой всасывания $H_{вс}$:

$$H_{вс} = \frac{p_0 - p_{нас}}{\gamma} - \Delta h - h_{вс},$$

где $p_0 = p_a + p_{изб}$; $h_{вс}$ — потери на всасывании.

Для каждого насоса существует некоторое минимальное значение Δh , ниже которого насос начинает кавитировать. Критическим условием начала кавитации является условие:

$$\Delta h_{\min} = \Delta h_{\text{д max}}, \quad (4.23)$$

т. е. минимальное значение кавитационного запаса равно максимально допустимому $\Delta h_{\text{д max}}$ с точки зрения возникновения кавитации значению динамического падения давления на входе в рабочее колесо насоса.

Зависимость Δh_{\min} и $\Delta h_{\text{д max}}$ от относительной скорости w_x и окружной скорости u_x на входе в межлопастные каналы рабочего колеса может быть представлена в виде

$$\Delta h_{\min} = \Delta h_{\text{д max}} = \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + \frac{u_1 c u_1}{g}, \quad (4.24)$$

где w_x , u_x — относительная и окружная скорости в точке на лопасти колеса, когда давление минимальное и возникает кавитация.

Влияние конструктивных элементов на кавитационные свойства насоса. В целях установления зависимости Δh от основных конструктивных элементов рабочего колеса рекомендуется формула, которая может быть получена из рассмотрения условий на входе в рабочее колесо:

$$\Delta h = m \frac{c_0^2}{2g} + \lambda \frac{w_0^2}{2g}, \quad (4.25)$$

где c_0 — средняя абсолютная скорость входа в рабочее колесо; w_0 — средняя относительная скорость у входной кромки лопастей на ведомом диске рабочего колеса; m , λ — опытные коэффициенты, характеризующие изменение скоростей входа при обтекании входной кромки по сравнению с их средним значением. Могут быть рекомендованы следующие ориентировочные значения коэффициентов: $m = 1,0 \div 1,2$ и $\lambda = 0,3 \div 0,4$.

Влияние угла атаки и угла установки лопасти на входе в рабочее колесо. Изменение угла установки лопастей на входе влияет на кавитационные качества насоса вследствие одновременного изменения трех параметров: угла атаки, стеснения лопастями входной площади и ширины межлопастных каналов.

Влияние первых двух параметров проявляется главным образом в момент возникновения кавитации, причем в противоположных направлениях. Так, уменьшение угла установки уменьшает угол атаки и тем самым отделяет момент возникновения кавитации, но, с другой стороны, при этом увеличивается стеснение, что приводит к возрастанию относительной скорости потока и способствует возникновению кавитации.

На рис. 4.30 показана типичная кривая изменения λ , полученная опытным путем для центробежного насоса. Увеличение λ

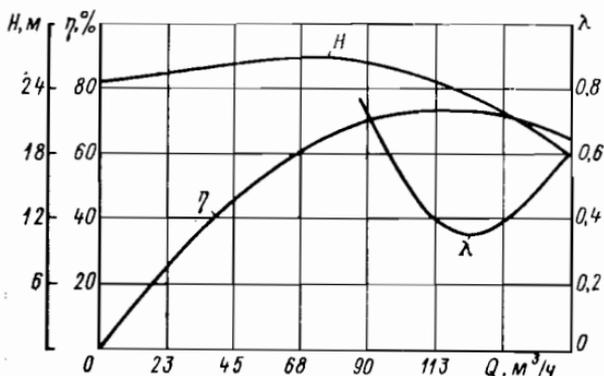


Рис. 4.30. Зависимость коэффициента λ от подачи

по обе стороны от режима максимального КПД обусловлено влиянием угла атаки.

При проектировании насосов допускается для уменьшения гидравлических потерь в области рабочего колеса и улучшения его кавитационных свойств угол атаки принимать на расчетном режиме равным $3-8^\circ$. Для насосов с колесами высоких кавитационных свойств углы атаки должны быть в пределах $8-15^\circ$.

Следует иметь в виду, что фактический угол атаки может быть другим; в частности, при наличии у потока закрутки в сторону вращения действительные углы атаки будут меньше определенных при допущении, что меридианная скорость остается постоянной от входа в колесо до лопастей.

Влияние числа лопастей рабочего колеса. Условия входа и значение скорости c_0 зависят от числа лопастей в рабочем колесе насоса. Чем больше число лопастей, тем меньше нагрузка на лопасть. С этой точки зрения увеличение числа лопастей должно благоприятно сказываться на кавитационных качествах насоса. С другой стороны, увеличение числа лопастей приводит к стеснению проходного сечения, возрастанию относительных скоростей в межлопастном канале и тем самым к ухудшению кавитационных качеств насоса. Кроме того, увеличение числа лопастей приводит к большим потерям на трение.

Результаты многочисленных экспериментов показывают, что для насосов низкой и средней быстроходности уменьшение числа лопастей до определенного предела улучшает их кавитационные качества. Числа лопастей, выбранные из условий максимального КПД и высокой всасывающей способности, совпадают. Уменьшение и увеличение числа лопастей по сравнению с оптимальным количеством ведет одновременно к ухудшению всасывающей способности и понижению КПД насоса. Малое число лопастей при некоторых значениях Q приводит к неустойчивой работе насоса, сопровождающейся характерным шумом и увеличением вибрации корпуса. Объясняется это тем, что при значительном уменьшении

числа лопастей резко сокращается относительная длина канала и увеличивается его диффузорность, что приводит к увеличению неравномерности потока.

Число лопастей z рабочего колеса выбирают в зависимости от быстроходности насоса:

z	9—8	8—6	6—5	5
n_*	50—60	60—180	180—350	350—580

Влияние параметра c_0/u_1 . Параметр c_0/u_1 является обобщенным выражением режима работы насоса и его конструктивных элементов: $Q/(nD^3)$.

Изменение c_0/u_1 может быть достигнуто как изменением геометрических элементов рабочего колеса на выходе, так и изменением подачи Q или частоты вращения колеса.

Увеличение отношения d_b/D_0 (d_b — диаметр вала) при постоянном значении b_1/D_1 (уменьшение площади входа) приводит к увеличению кавитационного параметра, т. е. к ухудшению кавитационных качеств насоса.

Ранее отмечалось, что изменение угла атаки в широкой области положительных значений мало влияет на значение λ и, следовательно, на значение параметра кавитации. Изменение кавитационных характеристик насоса при увеличении ширины канала b_1 рабочего колеса происходит вследствие изменения меридианной скорости на входе в рабочее колесо. Результаты опытов показали также, что увеличение b_1 при данном режиме работы не уменьшает гидравлического и объемного КПД насоса.

На основе полученных данных было найдено предельное значение b_1 , при котором кавитационные качества насоса будут наилучшими без уменьшения КПД:

$$k = b_1 D_1 / D_0^2 = 0,7 \div 0,75.$$

Большие значения следует применять только для рабочих колес высоких кавитационных качеств, так как это ведет к увеличению осевого размера насоса.

Увеличение диаметра проходного вала даже при сохранении постоянной геометрической площади входа в рабочее колесо также отрицательно сказывается на кавитационных свойствах насоса.

Изменения [при $Q/(nD_0^3) = \text{const}$] ширины канала колеса у входных кромок лопастей, стеснения валом площади входа, угла входа или формы профиля лопасти на входе влияют на кавитационные качества насоса, но не изменяют его КПД. В то же время изменение диаметра рабочего колеса на входе D_1 , вызванное, например, изменением диаметра проходного вала d_b , ведет к изменению КПД насоса. Уменьшение $Q/(nD_0^3)$ при постоянных Q и n приводит к уменьшению КПД, а увеличение $Q/(nD_0^3)$ — к его росту.

Метод расчета центробежных насосов на кавитацию. Существующие рекомендации расчета кавитационных параметров имеют

весьма приближенный характер и относятся к узкой области значений кавитационного коэффициента быстроходности насосов.

В отечественном насосостроении кавитационные свойства насосов наиболее просто оцениваются с помощью графика на рис. 4.31 обобщением большого числа данных насосов.

Для насосов с коэффициентом быстроходности 40—100 всасывающую способность можно определять по следующей методике.

Схема расчета центробежного насоса на кавитацию:

а) вычисляют параметр кавитации $\sigma_{q II}$ для второго критического режима, соответствующего моменту срыва работы насоса:

$$\sigma_{q II} = 2g \Delta h / (Qn^2)^{2/3};$$

$$c = 52,5 / \sigma_{q II}^{3/4};$$

в зависимости от параметра $\sigma_{q II}$ выбирают значение $Q/(nD_0^3)$ и определяют D_0 ;

б) выбирают геометрию проточной части и делают эскизную прикидку конструкции насоса с целью определения диаметра вала d_B ;

в) определяют

$$D_1 = \sqrt{D_0^2 + d_B^2}; \quad d_B/D_0,$$

выбирают число лопастей и угол входа из условия $\alpha = 8 \div 15^\circ$;

г) находят в первом приближении ширину канала рабочего колеса из условия

$$b_1 D_1 / D_0^2 \leq 0,7 \div 0,75;$$

д) проектируют рабочее колесо по известным данным и выбирают Δ/Δ_0 , где Δ и Δ_0 — толщины лопасти;

е) определяют окружную скорость u_1 , скорость входа c_0 и режим c_0/u_1 ;

ж) определяют параметры λ и Δh :

$$\lambda = \frac{1,2c_0}{u_1} + \frac{0,07 + 0,42(c_0/u_1)}{\Delta/\Delta_0 - 0,615};$$

$$\Delta h = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{\lambda \omega_0^2}{2g};$$

з) меняя b_1 в пределах

$$0,3 \leq b_1 D_1 / D_0^2 \leq 0,7 \div 0,75$$

и вычисляя c_0/u_1 , получают заданное значение Δh .

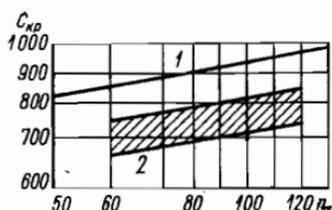


Рис. 4.31. Зависимость критического кавитационного коэффициента $C_{кр}$ от n_s :

1 — консольные насосы; 2 — насосы с проходным валом

Допустимое значение $\Delta h_{\text{доп}}$ в зависимости от условий эксплуатации и требований надежной работы насоса определяют по следующей зависимости:

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,05 \div 1,30) \Delta h.$$

Экспериментальные методы обнаружения и исследования кавитации. Наиболее старый, но до сих пор самый распространенный метод обнаружения кавитации — энергетический; суть его состоит в следующем. На специальном стенде или в рабочих условиях в случае работы насоса при постоянной температуре и фиксированной подаче жидкости уменьшают давление на всасывании. При этом на каждой ступени давления всасывания $p_{\text{вх}}$ определяют основные параметры насоса Q , H , N , η , затем рассчитывают кавитационный запас в метрах столба перекачиваемой жидкости

$$\Delta h = \frac{p_{\text{вх}}}{\gamma} - \frac{p_{\text{нас}}}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + z$$

и строят графики $H = f_1(\Delta h)$ и $N = f_2(\Delta h)$.

За начало кавитации принимают значение, при котором напор уменьшился на 2 %. Для обеспечения нормальной работы насоса рекомендуется увеличить минимальное значение кавитационного запаса в A раз, т. е. допустимый кавитационный запас будет равен

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \Delta h_{\text{кр}}.$$

Определенное таким образом начало кавитации является условным. На самом деле собственно кавитация начинается при значениях $\Delta h_{\text{доп}}$, существенно превышающих $\Delta h_{\text{кр}}$. Более точно начало кавитации определяется по изменению виброакустических характеристик (например, по общему уровню вибраций). Обнаружено, что изменение акустических характеристик происходит значительно раньше, чем энергетических, т. е. акустический метод дает более точную информацию о начале кавитации.

Во многих случаях, особенно если насос работает на больших скоростях (с относительными скоростями $\omega_1 \geq 15$ м/с), возможен эрозионный износ материала проточной части, который проявляется со временем и не может быть обнаружен энергетическим или акустическим методом. Вместе с тем желательно знать возможные места эрозии, чтобы конструктор мог принять меры для ее уменьшения. В настоящее время зоны эрозии определяют с помощью экспресс-методов. Для этого обтекаемые потоком поверхности покрывают либо радиоактивными, либо легко разрушающимися лаковыми покрытиями на основе феноловых смол и производят кратковременные испытания на заданном режиме. Если имеются зоны эрозии, то слой покрытия разрушается. Изменяя геометрию обтекаемых поверхностей, можно добиться уменьшения зон эрозии или их ликвидации.

Еще одним методом исследования кавитации является метод визуализации, при котором используются стробоскопирование, скоростная фото- и киносъемка. Это позволяет воссоздать детальную картину возникновения и развития кавитационных явлений.

Все перечисленные методы взаимно дополняют один другой и широко используются в практической и исследовательской работе.

Пути ослабления кавитации. Уменьшение неблагоприятных последствий кавитации, в частности устранение изменений энергетических характеристик насосов, может быть достигнуто с помощью различных конструктивных мер. Рассмотрим некоторые из них.

1. Применение специальных рабочих колес, имеющих повышенные кавитационные свойства вследствие расширения входной части колеса и лопастей двойной кривизны, вытянутых в сторону всасывающей воронки. В этом случае колеса приобретают бочкообразную форму с отношением площади сечения на входе в лопасть к входу в колесо 2—2,5. Такие колеса могут иметь скорость до 2200 м/с, однако из-за неблагоприятной формы входного участка в колесо их КПД значительно ниже обычных применяемых. В малых насосах, работающих с относительно низкими скоростями ($\omega_1 < 15$ м/с), такие колеса широко применяются и обладают достаточно большим ресурсом. Попытки применения подобных колес в больших насосах не дали положительных результатов из-за быстрого эрозионного износа и повышенной вибрации.

2. В последнее время наиболее широкое применение для повышения кавитационных свойств насосов нашли так называемые предвключенные шнековые или осевые насосы, позволяющие повысить абсолютную скорость до 3000 м/с и более. Сами шнеки во многих случаях работают в режимах развитой кавитации, однако создают необходимый подпор для работы центробежной ступени. Применение специальных профилей лопастей (так называемых суперкавитирующих) позволяет во многих случаях практически устранить кавитационный износ предвключенных колес.

3. Эффективным способом устранения кавитации является переход на пониженные обороты, что, как следует из формулы для определения кавитационного запаса, позволяет существенно облегчить работу насоса. В некоторых случаях приходится применять многопоточную схему насоса (рабочие колеса двухстороннего всасывания и т. п.), что также позволяет снизить кавитационный износ.

4.10. Совместная работа насосов на общую сеть

При параллельном включении насосов суммарные характеристики получают путем сложения подач при одинаковом напоре (рис. 4.32). Каждый из насосов должен развивать требуемый напор, а сумма подач насосов должна равняться требуемой подаче (при режиме высокого КПД).

Точка пересечения суммарной характеристики с характеристикой сети определяет рабочую точку параллельно работающим насосам. Очевидно, что суммарная подача насосов при таком включении меньше подачи каждого из насосов при индивидуальной работе на ту же систему. Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике сети (рис. 4.32, а).

Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижку на обоих насосах.

Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильные напорные характеристики. Если характеристики нестабильные, резко увеличивается зона неустойчивости работы насосов и может иметь место неравномерное распределение нагрузки между ними.

При последовательном включении насосов суммарные характеристики получают путем сложения напоров при одинаковой подаче (рис. 4.32, б). Последовательное соединение насосов эко-

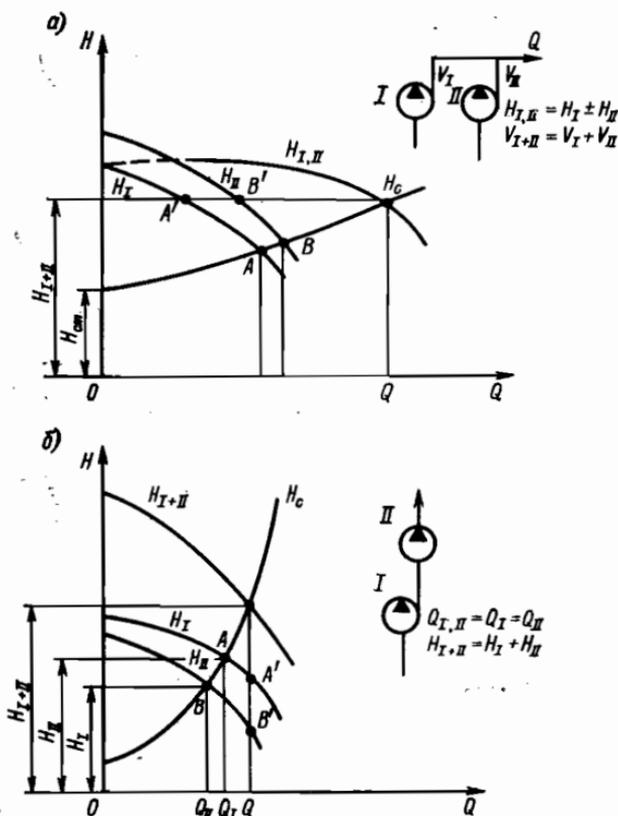


Рис. 4.32. Характеристики насосов при совместной работе на общую сеть

номически оправдывается при крутых характеристиках сети с малым значением $H_{ст}$ (статическая составляющая). Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

Регулирование подачи лопастных насосов. Обеспечить требуемую подачу можно изменением числа работающих машин (ступенчатое регулирование), воздействием на характеристики сети или характеристики насоса.

При длительном изменении нагрузки подачу регулируют путем изменения числа параллельно включенных насосов, а в специальных конструкциях — изменением числа работающих ступеней. Наиболее распространенный и простой способ воздействия на характеристику системы — дросселирование. Дросселирование осуществляется задвижкой, устанавливаемой вблизи насоса на напорном трубопроводе. На всасывающем трубопроводе дросселирование не рекомендуется из-за опасности возникновения кавитации. Для осевых насосов такой способ регулирования недопустим, поскольку он вызывает увеличение потребляемой мощности. В этом случае вместо дросселирования экономически выгодно применять регулирование перепуском или частичным способом подачи. Регулирование дросселированием наиболее целесообразно применять для насосов с пологой напорной характеристикой, так как при увеличении глубины регулирования потери в дросселе наименьшие.

Воздействовать на характеристику машины можно следующими путями:

а) изменением частоты вращения ротора двигателя; этот способ наиболее выгоден при условии, когда двигатель допускает изменение частоты вращения без заметного снижения КПД (электродвигатели постоянного тока, паровые турбины);

б) изменением частоты вращения ротора насоса посредством гидро- или электромагнитных муфт; гидромуфты применяют в установках питательных насосов, их недостаток — сложность конструкции и изготовления;

в) установкой поворотных направляющих лопастей перед рабочим колесом; такой метод регулирования оказывается более эффективным по сравнению с другими способами для насосов с высоким значением n_g ;

г) поворотом рабочих лопастей; способ применяется в осевых насосах, в которых предусмотрена возможность изменения положения лопастей без демонтажа и монтажа насоса, и по эффективности уступает только регулированию изменением частоты вращения ротора двигателя.

Устойчивость работы лопастных насосов. Помпаж. Лопастные насосы всегда работают с пульсацией, обусловленной специфическими свойствами их рабочих процессов. Некоторые колебательные процессы неизбежно возникают в сети и в приводном двигателе, и в передаточных механизмах.

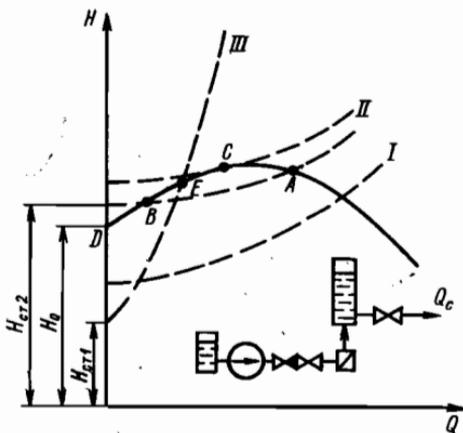


Рис. 4.33. Характеристики, определяющие устойчивость работы насосов

характеристика насоса является областью устойчивой работы. Если в сети нет резервуаров, т. е. отсутствует аккумулирующая способность, то вся характеристика насоса является областью устойчивой работы при условии пересечения характеристик насоса и сети в одной точке.

При определенных соотношениях энергетический баланс между насосом и системой может иметь место не в одной рабочей точке, а в двух (рис. 4.33), причем условия работы в этих точках будут различными. Режим работы в точке А устойчивый, так как здесь $\Delta H/\Delta Q > 0$. В точке С режим неустойчивый: возмущение в сторону увеличения подачи вызывает переход режима работы в точку А; возмущение обратного знака — переход режима в точку В и затем снова в точку С. Таким образом, работа насоса в системе будет устойчивая, если выполняются условия

$$d(\Delta H)/dQ > 0; \quad \Delta H_c/\Delta Q > dH/(dQ).$$

Работать на восходящей ветви характеристики не рекомендуется, так как в этом случае создаются благоприятные условия для неустойчивой работы. Если система имеет характеристику, при которой $H_{ст1} < H_0$, то работа насоса на восходящей ветви кривой $H = f(Q)$ может быть устойчивой (точка Е).

При наличии в сети аккумуляторов энергии (паровой подушки в котле, длинных упругих трубопроводов) амплитуда колебаний при нарушении равновесия может достигать больших значений и работа насоса вблизи точки максимума напорной характеристики (точка С) может быть неустойчивой. Возникает *помпаж*, т. е. явление автоколебаний в системе насос—сеть.

Областью устойчивости работы называют ту часть характеристики, в пределах которой после нанесения возмущения (в системе насос — сеть) снова устанавливается исходный режим работы. Граница устойчивой работы зависит от формы характеристик насоса, свойств сети (наличия или отсутствия аккумулирующей способности), формы характеристики сети и значения возмущения.

Если максимальный напор достигается при режиме холостого хода ($Q = 0$), т. е. $\Delta H/\Delta Q \leq 0$, то вся характеристика насоса является областью устойчивой работы.

4.11. Влияние вязкости перекачиваемой жидкости на характеристики насосов

Получить теоретическим путем характеристику насоса, перекачивающего вязкую жидкость, ввиду сложной зависимости потерь от вязкости невозможно, даже если известна его характеристика при работе на воде.

Характеристики насоса, полученные при работе на воде, пересчитывают на характеристики, которые должны быть получены при работе насоса на вязкой жидкости, при помощи поправочных коэффициентов, определяемых экспериментально.

Для обобщения экспериментальных кривых использованы относительные коэффициенты (рис. 4.34):

$$k' = k_v/k_B; \quad m' = m_v/m_B; \quad \eta' = \eta_v/\eta_B,$$

где индекс «v» относится к вязкой жидкости, «B» — к воде.

Пересчитывают параметры так. По характеристике насоса, полученной при работе на воде, определяют k' , m' и η' для подачи $Q_{\text{опт}}$. Для данного насоса определяют число Re и по графику на рис. 4.34 находят значения k' , m' , η' . Используя зависимости для относительных величин, рассчитывают

$$H_v = k'_v n^2 D_2^2; \quad N_v = m'_v \gamma n^3 D_2^5; \quad \eta_v = \eta'_v \eta'.$$

Зная k' , m' , η' , можно определить параметры насоса на режимах, отличных от оптимального, однако точность при этом будет небольшой.

Для пересчета характеристик насоса в рабочей зоне для подач $0,6; 0,8; 1,0; 1,2 Q_{\text{опт}}$ можно пользоваться номограммой (рис. 4.35). По имеющимся параметрам насоса, работающего на воде, используя коэффициенты f_Q , f_H и f_η , получают параметры для насоса, работающего на жидкости заданной вязкости:

$$Q_v = f_Q Q_B; \quad H_v = f_H H_B; \quad \eta_v = f_\eta \eta_B.$$

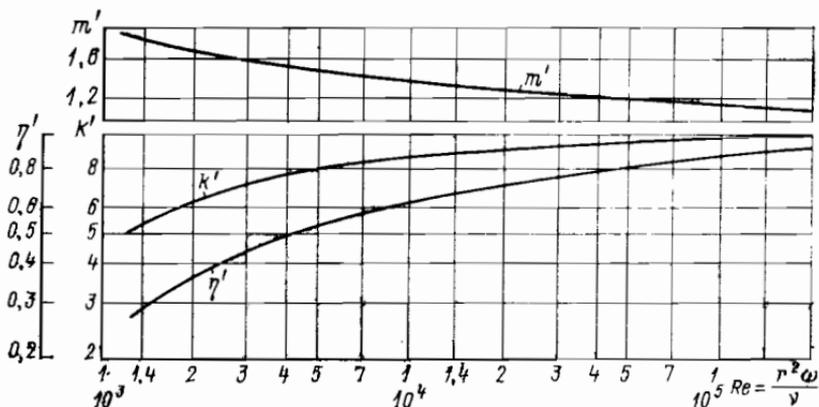


Рис. 4.34. Зависимость коэффициентов пересчета от Re

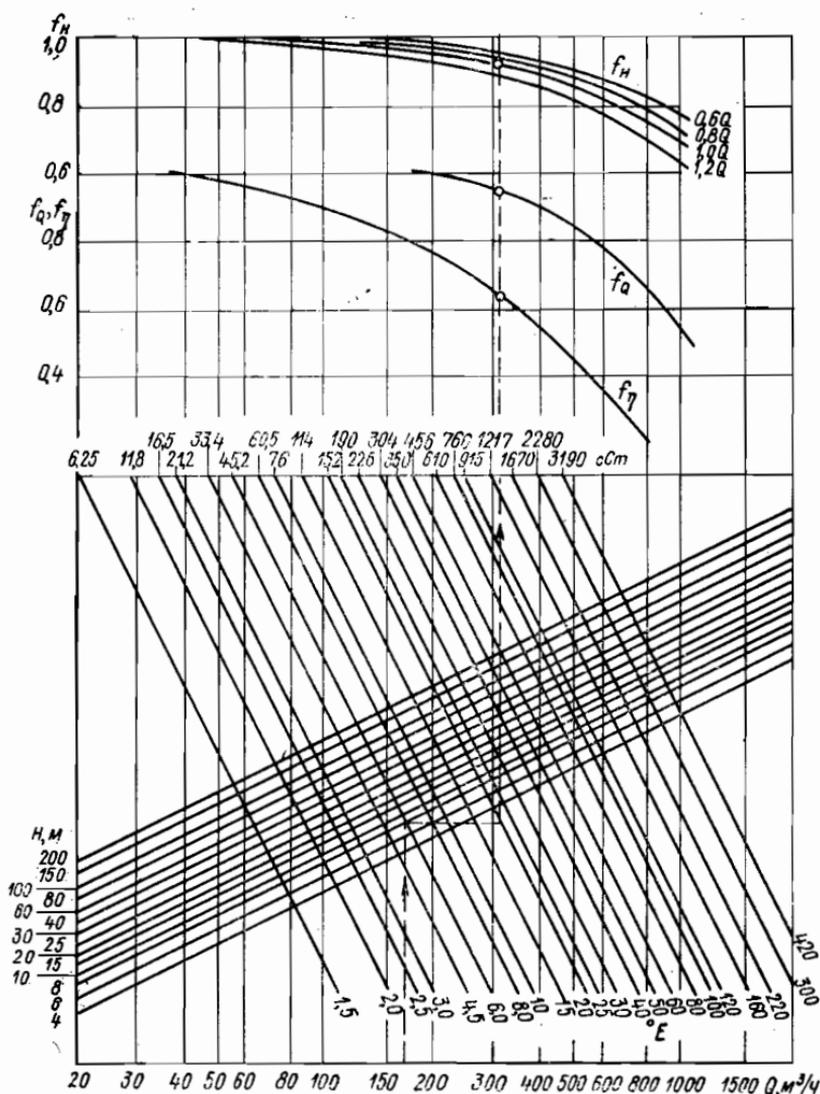


Рис. 4.35. Номограмма для пересчета характеристик насоса.

Мощность насоса определяют из выражения для N в гл. 2. При пересчете характеристик следует иметь в виду, что напор H_0 при нулевой подаче практически не зависит от вязкости и остается постоянным. Кривая мощности проходит почти эквидистантно кривой мощности для воды и отстоит от нее на расстояние, соответствующее увеличению мощности дискового трения.

С увеличением вязкости крутизна напорной характеристики увеличивается, так как напор H_0 не зависит от вязкости ν . Напор H_0 может изменяться в зависимости от типа отвода. При небольшом увеличении ν в насосах с низким n_s наблюдается даже

некоторое повышение КПД на оптимальном режиме по сравнению с КПД насоса, работающего на воде. Это объясняется уменьшением действия осевого вихря в межлопастных каналах. Для насосов, перекачивающих вязкие жидкости, целесообразно задавать большие углы для уменьшения диаметра D_2 и снижения мощности дискового трения. Поскольку утечки через уплотнения для вязких жидкостей уменьшаются, целесообразно уменьшить длину щели.

Применение насосов с $n_s < 70$ для перекачивания вязких жидкостей экономически неоправданно. При числе $Re \geq 3,5 \cdot 10^4$ для работы на вязких жидкостях можно использовать насосы, предназначенные для работы на воде. Допустимая предельная вязкость перекачиваемой жидкости зависит от размеров и конструктивных особенностей насосов. С увеличением вязкости жидкости ухудшается всасывающая способность насоса.

4.12. Воздействие на характеристику насоса

Проточную часть центробежного насоса проектируют на расчетный (оптимальный) режим работы. При проектировании насоса часто необходимо выяснить особенности его работы также на нерасчетных режимах и получить его характеристику.

Применяется метод получения расчетной характеристики путем пересчета по законам подобия характеристики имеющегося насоса той же быстроходности, что и проектируемого. Такой метод пригоден лишь в том случае, если новый насос геометрически подобен имеющемуся. Однако не всегда удается подобрать из имеющихся насосов такую модель, которая бы полностью соответствовала требованиям, предъявляемым к проектируемому насосу. В этом случае проточную полость насоса приходится проектировать заново, в связи с чем пересчет характеристики по законам подобия невозможен.

Можно рассчитать характеристику проектируемого насоса следующим образом:

1. Определяют величины H насоса для ряда значений $Q + q$ (q — расход утечек) по уравнению

$$H = \frac{u_2}{q} \frac{uy - (Q + q)}{\pi D_2 b_2 k_2 + q \beta_2} - u_1 u_{u_1},$$

где $u_2 = D_2/2\omega$ — окружная скорость колеса на наружном диаметре; y — поправка на конечное число лопастей, определяемая, например, по приближенной формуле Стодолы—Шерстюка

$$y = \frac{1 - \frac{2\pi}{\sqrt{3z}} \sin \beta_2}{1 + \frac{2\pi}{\sqrt{3z}} \sin \beta_2}.$$

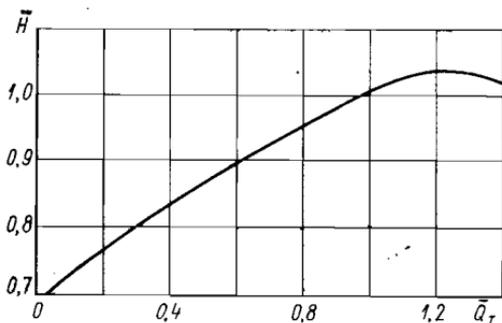


Рис. 4.36. График для определения характеристик насоса

Здесь k_2 — коэффициент стеснения потока лопастями на выходе из колеса; u_1 и u_{u_1} — соответственно окружная скорость колеса и окружная составляющая скорости жидкости на входе в колесо для средней струйки.

2. Определяют величины

$$(Q + q)_{\text{опт}} = Q / \eta_{\text{о. опт}} \quad \text{и}$$

$$\Delta H = H_{\text{опт}} / \eta_{\text{г. опт}} - H_{\text{опт}},$$

где $\eta_{\text{о. опт}}$ и $\eta_{\text{г. опт}}$ — объемный и гидравлический КПД на оптимальном режиме. Величинами $\eta_{\text{о. опт}}$ и $\eta_{\text{г. опт}}$ задаются на основании статистических данных по выполненным насосам.

3. Для ряда значений $Q + q$ определяют $\bar{Q}_T = (Q + q) / (Q + q)_{\text{опт}}$, по графику $\bar{H} = f(\bar{Q}_T)$ (рис. 4.36) находят значения \bar{H} и по ним определяют напор насоса $\bar{H} = (H_T - \Delta H \bar{Q}_T^2) \bar{H}$.

4. Для принятых значений $Q + q$ определяют утечки q и подачу Q и строят характеристику.

Влияние изменения геометрии выхода рабочего колеса на гидравлические характеристики насоса. При доводке энергетических характеристик центробежных насосов широко применяются способы их изменения за счет изменения ширины или диаметра выхода колеса, а также угла лопастей.

Рассмотрим метод теоретического определения энергетических характеристик центробежного насоса при изменении геометрии выхода колеса по известным энергетическим характеристикам исходного колеса.

Напор рабочего колеса при отсутствии закрутки на входе с учетом поправки на конечное число лопастей определяется из уравнения Эйлера:

$$H = \frac{u_2}{u_2 - R_2 c_{m_2} \operatorname{ctg} \beta_2} \frac{1}{g(1 + p)},$$

где u_2 и c_{m_2} — окружная скорость колеса и меридианная скорость жидкости на выходе из колеса; k_2 и β_2 — коэффициент стеснения и угол выхода лопастей; p — коэффициент уменьшения мощности.

После изменения геометрии выхода колеса величины u_2 , k_2 , c_{m_2} , $\operatorname{ctg} \beta_2$, p и $\eta_{\text{г}}$ обозначают со штрихом. Величины u'_2 , k'_2 , c'_{m_2} , $\operatorname{ctg} \beta'_2$ после изменения геометрии выхода рабочего колеса определяют по измененной геометрии выхода. Коэффициент уменьшения мощности из-за конечного числа лопастей определяют

обычно по полуэмпирическим соотношениям, которые можно привести к виду

$$p = \frac{\psi}{z} \frac{R_2^2}{\int_{s_1}^{s_2} R dS}, \quad (4.26)$$

где $\psi = A(1 + \sin \beta_2)$; A — некоторый коэффициент, зависящий от геометрии лопастей, который можно считать постоянным при изменении геометрии выхода; $\int_{s_1}^{s_2} R dS$ — статический момент средней линии тока меридианного сечения колеса от входной кромки лопасти колеса до выходной; z — число лопастей рабочего колеса.

При изменении геометрии выхода вследствие изменения ψ , и $\int_{s_1}^{s_2} R dS$ меняется и p' .

Если до изменения геометрии выхода рабочего колеса величина p известна, то в соответствии с (4.26) при той же подаче можно получить p' по формуле

$$p' = p \frac{1 + \sin \beta'_2}{1 + \sin \beta_2} \frac{R'_2}{R_2} \frac{\int_{s_1}^{s_2} R dS}{\int_{s_1}^{s_2} R dS}. \quad (4.27)$$

Для насосов средней и низкой быстроходности ($n_s \leq 200$)

$$\frac{R^2}{\int_{s_1}^{s_2} R dS} \approx \frac{2R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}.$$

Тогда формула приобретает вид

$$p' = p \frac{1 + \sin \beta'_2}{1 + \sin \beta_2} \frac{R'_2}{R_2} \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}.$$

Коэффициент уменьшения мощности насоса в исходном состоянии может быть определен из гидравлической мощности насоса N_r :

$$p = \frac{(Q + q) \gamma u_2 (u_2 - k_2 c_{m_2} \operatorname{ctg} \beta_2)}{102gN_r} - 1. \quad (4.28)$$

Пренебрегая изменением η_r , получаем, используя полученные зависимости, следующее выражение для определения напора после изменения геометрии выхода рабочего колеса через напор исход-

ного колеса и геометрические и кинематические параметры исходного и измененного колеса:

$$H' = H \frac{u_2'(u_2' - k_2' c_{m_2}' \operatorname{ctg} \beta_2') (Q + q) \gamma}{102gN_{\Gamma} \left\{ 1 + \left[\frac{(Q + q) \gamma U_2 (u_2 - k_2 c_{m_2} \operatorname{ctg} \beta_2)}{102gN_{\Gamma}} - 1 \right] \right\}} \times \\ \times \frac{1}{\frac{1 + \sin \beta_2'}{1 + \sin \beta_2} \frac{k_2'^2 - k_1'^2}{k_2^2 - k_1^2} \frac{k_2'^2}{k_2^2}}.$$

Если $p = p'$, то

$$H' = H (D_2'/D_2)^2 \quad \text{при} \quad Q' = Q (D_2'/D_2). \quad (4.29)$$

Зависимость (4.29) является универсальной для определения напора насоса при обточке и наращивании колеса, опиловки лопастей и изменений ширины выхода колеса.

4.13. Вибрация на лопастных частотах в центробежных насосах с одинаковым числом лопастей колеса и лопаток отвода

Одна из основных задач совершенствования различных машин и механизмов — снижение шума и вибраций, возникающих в процессе их работы. При снижении шума и вибраций механизмов и машин улучшаются санитарно-гигиенические условия обслуживания аппаратов и установок, что в конечном итоге приводит к повышению производительности труда и одновременно способствует увеличению долговечности и надежности машин. Известно, что шумовые и вибрационные характеристики насосов взаимосвязаны, поэтому борьба с вибрацией является одновременно и борьбой с шумом.

Спектр вибрации центробежного насоса в диапазоне звуковых частот (20—20 000 Гц) является сплошным с ярко выраженными дискретными составляющими, которые по своему воздействию на организм человека представляют наибольшую опасность. Самая высокая дискретная составляющая в спектре вибрации насоса — вибрация на лопастной частоте $f_{\text{л}} = \omega/(2\pi z)$, где ω — угловая скорость ротора, z — число лопастей рабочего колеса насоса.

Опыт показывает, что максимальные уровни вибрации на этой частоте будут в случае $z = z_1$ или $z = z_1 + 1$, где z_1 — число лопастей отвода.

Вибрация центробежного насоса тесно связана с различными нестационарными явлениями в нем. Источником вибрации насоса на лопастной частоте являются: нестационарные гидродинамические силы на лопастях направляющего аппарата, возникающие при обтекании их нестационарным потоком, выходящим из колеса, и статические пульсации давления в проточной части, проявляющиеся в момент встречи лопастей рабочего колеса и лопастей

аппарата. Воздействие каждого из источников на насос будет в значительной мере зависеть от соотношения чисел лопастей колеса и лопастей аппарата.

Статические пульсации давления в проточной части насоса могут вызывать вынужденные изгибные колебания корпуса насоса различных форм в зависимости от его жесткости в разных плоскостях. Одной из причин высокого уровня вибрации насоса на лопастной частоте могут быть пульсации статического давления в проточной части. Другой причиной может быть пульсирующий момент на корпусе от тангенциальных нестационарных сил на лопастях направляющего аппарата. В случае $z = z_1$ амплитуда момента достигает максимального значения.

4.14. Особые условия работы насосов

На практике судовые насосы могут эксплуатироваться в необычных условиях, отличающихся от нормальных. Эти условия работы характеризуются либо обратным направлением потока жидкости в насосе — от напорного патрубка к всасывающему, либо изменением знака напора насоса, когда давление у всасывающего патрубка больше, чем давление на напорном патрубке, либо изменением направления вращения ротора. Могут встречаться любые сочетания направления потока жидкости, знака напора и направления вращения насоса. Если подачу, напор и частоту вращения, соответствующие нормальным условиям работы насоса, принять в качестве положительных, то соответствующие им характеристики $Q-H$ будут располагаться в первом квадранте прямоугольной системы координат. Все необычные характеристики займут оставшиеся три квадранта — для нормального направления вращения, и все четыре квадранта — для обратного направления вращения ротора насоса. Характеристики насоса во всех четырех квадрантах, отображающие все возможные условия его работы, как нормальные так и необычные, называются комплектными или полными. Полные характеристики могут быть получены только на основании экспериментальных данных ввиду трудности их определения расчетным путем.

На рис. 4.37 приведены комплектные характеристики, а в нижнем правом углу показаны различные зоны работы насосов центробежного (рис. 4.37, а), осевого (рис. 4.37, в) и полуосевого (рис. 4.37, б) типов в координатах $Q-n$; эти зоны представлены в виде восьми секторов, образуемых линиями постоянных значений напора и момента, равных нулю, с осями координат. Величины подачи напора, частоты вращения и момента, характеризующие нормальные условия работы, приняты положительными и обозначены знаком «плюс». Под отрицательными величинами, взятыми со знаком «минус», следует понимать: обратную подачу — жидкость течет в обратном направлении от напорного патрубка к всасывающему; давление на всасывающем патрубке больше

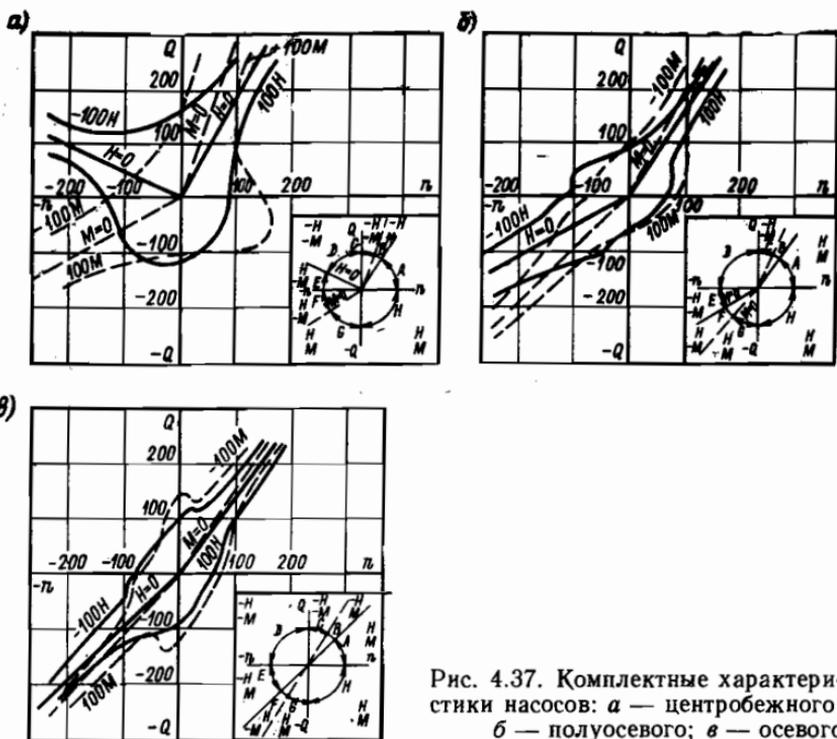


Рис. 4.37. Комплексные характеристики насосов: а — центробежного; б — полуосевого; в — осевого

давления на напорном патрубке; частоту вращения в направлении, противоположном нормальному; момент, когда знаки мощности и частоты вращения различные, при этом под отрицательной мощностью следует понимать мощность, не подводимую к насосу, а отдаваемую им.

На рис. 4.38 — полная характеристика того же насоса, что и на рис. 4.37, а, но для всего семейства кривых напора и момента. Все величины даны в процентах от параметров, соответствующих режиму максимального КПД для случая нормальной работы насоса.

Комплексные характеристики дают возможность установить, с какой частотой вращения должен работать насос, какова будет при этом затрачиваемая мощность.

Ниже рассмотрены примеры необычных условий работы судовых насосов в каждой из зон.

Работа насоса в зоне А. Эта зона, ограниченная линией $H = 0$ и осью абсцисс n , соответствует нормальным условиям работы насоса.

Работа насоса в зоне В. Рассматриваемая зона работы насоса ограничена линиями $H = 0$ и $M = 0$ в первом квадранте. В ней все величины положительные, за исключением напора. Работа в этой зоне сопровождается потерями — рассеиванием энергии (насос представляет собой сопротивление). Подобный режим

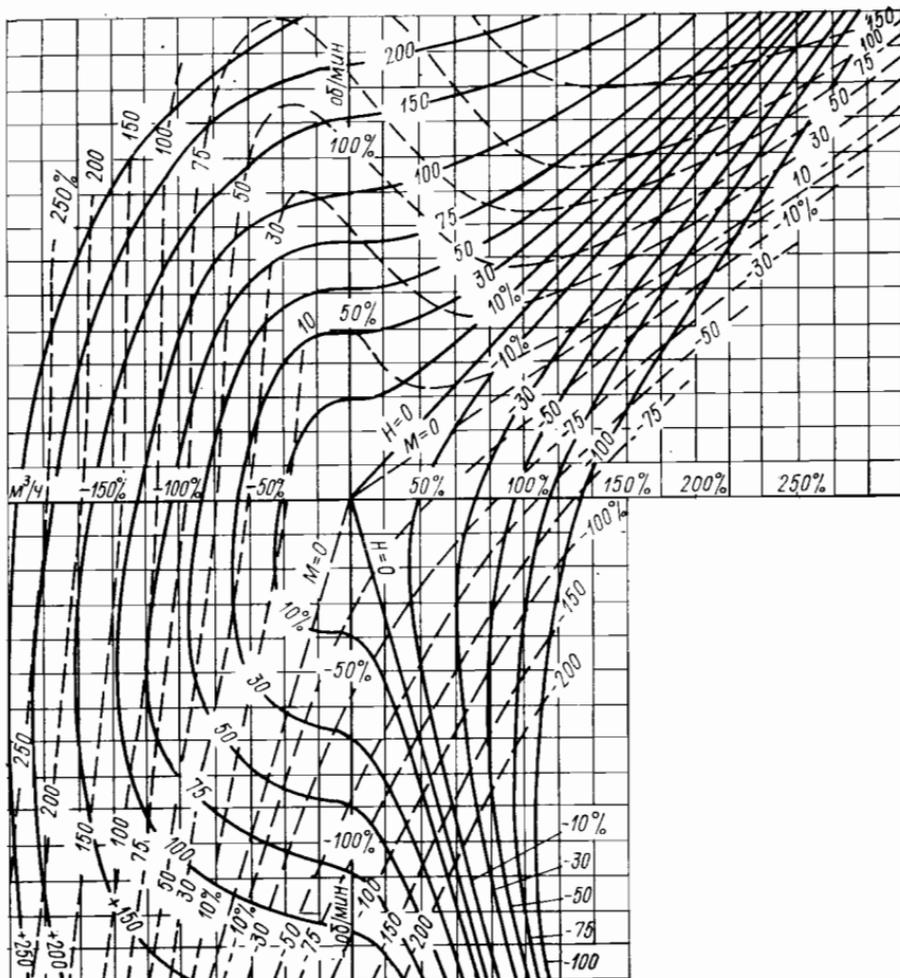


Рис. 4.38. Полная характеристика центробежного насоса



отрицательная частота вращения (турбинный режим); л. с. — мощность прикладывается к валу; — л. с. — мощность отбирается от вала; M — мощность и частота вращения положительные или обе величины отрицательные; — M — мощность отрицательная и частота вращения отрицательная или мощность положительная, а частота вращения отрицательная

характерен, например, для насоса, обслуживающего креновую систему на ледоколах в период работы, когда уровень воды в цистерне, откуда он забирает воду, больше уровня воды в цистерне, куда она накачивается. В тех же условиях работает и циркуляционный насос, установленный последовательно с патрубком самопроточной циркуляции; если потери в насосе велики и создаваемый патрубками напор оказывается недостаточным для прокачивания воды через конденсатор, то для уменьшения потерь в насосе необходимо «подкрутить» его. Так как насос не создает напора и, таким образом, не совершает полезной работы, то подводимая к нему мощность представляет собой потери.

Работа насоса в зоне С. В этой зоне, образуемой осью ординат $+Q$ и линией $M = 0$, подача и частота вращения положительные, а напор и момент отрицательные; насос работает в качестве реверсивной гидротурбины. Такой режим работы соответствует циркуляционному насосу, последовательно установленному с патрубком в системе самопроточной циркуляции.

При большой скорости судна напор, развиваемый патрубками, достаточен для преодоления сопротивления системы и поэтому от насоса не требуется создания напора. Насос уже представляет собой сопротивление, рассеивающее мощность. В связи с этим важно знать, какова величина сопротивления потоку, оказываемого насосом в случае свободно вращающегося ротора, т. е. когда внешний момент равен нулю, и в случае застопорения ротора, когда частота вращения равна нулю. Важно также знать, какова будет частота вращения свободно вращающегося ротора с точки зрения обеспечения надежности работы насоса (обеспечение смазкой подшипников в случае турбопривода и т. п.).

Из приведенных характеристик следует, что при расчетной подаче $Q = 100\%$ в свободно вращающемся роторе ($M = 0$) потери напора и частота вращения составляют: для центробежного насоса с $n_s = 90 H = 25\%$, $n \approx 30\%$; полуосевого с $n_s = 550 H = 35\%$, $n \approx 65\%$; осевого с $n_s = 950 H = 40\%$, $n \approx 70\%$.

Для застопоренного ротора при $n = 0$ и $Q = 100\%$ потери напора и момента составляют: для центробежного насоса с $n_s = 90 H \approx 60\%$, $M \approx 50\%$; полуосевого с $n_s = 550 H \approx 100\%$, $M \approx 100\%$; осевого с $n_s = 950 H \approx 100\%$, $M \approx 70\%$.

На основании анализа полных характеристик и опытных данных можно сделать следующие выводы.

1. Потери при застопоренном роторе значительно больше, чем потери при свободно вращающемся роторе, причем эта разность в потерях сильно возрастает с увеличением быстроходности.

2. Для насосов со свободно вращающимся ротором могут быть применены законы подобия. Это может быть проиллюстрировано численным примером. Например, для $M = 0$ при $Q = 50\%$ и $Q = 100\%$ частоты вращения соответственно равны $n_{50} = 17,5\%$ и $n_{100} = 35\%$, а напоры $H_{50} = 6,5\%$ и $H_{100} = 26\%$ (см. рис. 4.38).

Как видно, напор изменяется пропорционально изменению квадрата частоты вращения, а подача — пропорционально частоте вращения:

$$H_{100}/H_{50} = (n_{100}/n_{50})^2; \quad Q_{100}/Q_{50} = n_{100}/n_{50}.$$

3. Потери напора при свободно вращающемся роторе для $Q = 100\%$ примерно одинаковы для всех типов насосов и отличаются между собой незначительно.

4. Частота вращения при свободно вращающемся роторе и одинаковой подаче тем больше, чем больше быстроходность.

Работа насоса в зоне D. Работа насоса в этой зоне сопровождается отрицательными значениями момента, частоты вращения и напора и положительной подачей. Такой случай соответствует, например, вращению насоса приводом в обратном направлении в системе самопротока. Работа в этой зоне аналогична работе насоса в зоне B, но при обратном вращении ротора и характеризуется потерей подводимой мощности, рассеиваемой в насосе. Практического интереса такой случай работы не представляет.

Работа насоса в зоне E. Работа насоса в этой зоне, характеризующаяся отрицательными значениями частоты вращения и момента, соответствует пуску насоса в обратном направлении (реверсивный насос). Как показывают полные характеристики на рис. 4.37, условия работы насосов, отличающихся по быстроходности, различны при обратном пуске. Для центробежного насоса подача и напор положительные, в то время как для осевого и полуосевого насосов они отрицательные.

Анализ кривых показывает следующее:

а) для центробежного насоса:

— при любом способе пуска при закрытой задвижке пусковой момент не превышает значения нормального момента. В случае нормального пуска момент составляет $\sim 60\%$, а при обратном пуске $\sim 80\%$ нормального; напор соответственно 125 и 80% нормального значения напора;

— насос со 100%-й реверсивной частотой вращения при моменте, равном 100%, может обеспечить напор 50% и подачу 20% нормальных значений. КПД насоса при этом очень низкий и составляет лишь 10% нормального;

б) для осевого и полуосевого насосов: поведение осевого и полуосевого насосов, полные характеристики которых мало различаются между собой, существенно отличается от поведения центробежного насоса.

Анализ характеристик позволяет сделать следующие выводы:

1) при пуске насоса с закрытой задвижкой перегрузка имеет место как при прямом, так и при реверсивном направлении вращения насоса;

2) в случае обратного пуска напор и подача становятся уже отрицательными, а не положительными, как для центробежного насоса. Осевой насос при реверсивной частоте вращения, равной

100 %, и моменте, равном 100 %, обеспечивает отрицательные значения подачи (~ 65 %) и напора (~ 35 %). КПД насоса составляет при этом ~ 20 % нормального его значения. Полуосевой насос при тех же значениях частоты вращения и момента обеспечивает соответственно отрицательные значения подачи и напора (~ 35 и 30 %), чему соответствует КПД ~ 10 % нормального его значения.

Работа насоса в зоне F. При этом режиме работы насоса значения Q , M и n отрицательные, а напор положительный. Этот режим работы отличается от режима работы нормальной гидротурбины только отрицательным значением момента, т. е. насос вращается принудительно от привода в обратном направлении по сравнению с направлением вращения нормальной гидротурбины. Работа в этой зоне сопровождается потерей энергии.

Работа насоса в зоне G. Такой режим работы с положительными моментом и напором и отрицательными подачей и частотой вращения соответствует режиму работы нормальной гидротурбины и может встретиться в практике судовой эксплуатации.

Рассмотрим случай параллельной работы двух насосов, когда подвод энергии к приводу одного из них внезапно прекращен. Очевидно, что поток жидкости, создаваемый нормально работающим насосом, пойдет частично в напорную сеть, а частично через отключенный насос — к источнику приема. Частота вращения отключенного насоса будет разгонной, так как к нему не приложена какая-либо внешняя нагрузка, не считая внутреннего сопротивления насоса и привода.

При таком режиме работы возникают следующие вопросы, представляющие значительный практический интерес:

- 1) какую подачу будет развивать нормально работающий насос;
- 2) как распределится подача между сетью и отключенным насосом;
- 3) какова будет разгонная частота вращения отключенного насоса.

Абсолютные значения этих величин зависят от типа насоса, точнее — от их быстроходности, от характера сопротивления сети и, в частности, от соотношения между статической и динамической частями сопротивления.

На рис. 4.39, а показаны характеристики двух параллельно работающих осевых насосов: $Q_1 - H_1$ — характеристика одного насоса; $Q - H$ — суммарная характеристика обоих насосов.

Характеристика сети R также известна. Для ответа на поставленные вопросы необходимо знать кривую сопротивления отключенного насоса R_n при обратном направлении потока. Если хотя бы одна из точек этой кривой известна на основании опытных данных (полные характеристики), то такая кривая R_n может быть построена согласно закону подобия, т. е. потери пропорциональны квадрату подачи. Общая характеристика сети будет представлена кривой $R + R_n$. Точка с пересечения характеристики насоса с ха-

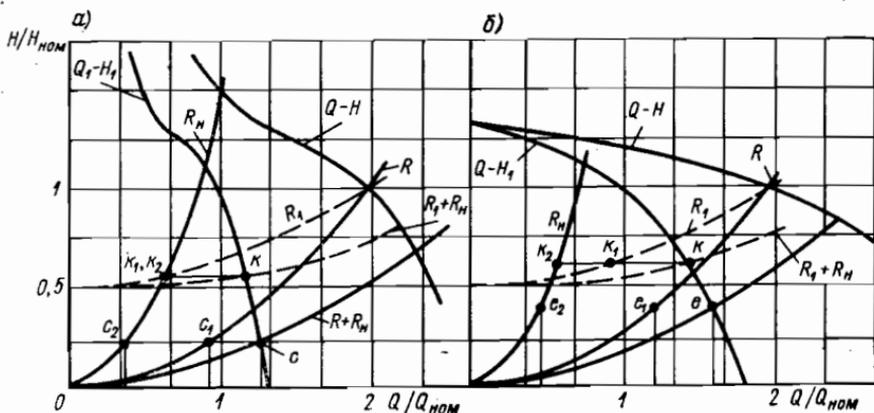


Рис. 4.39. Характеристики переменной работы насосов при отключении одного: а — осевые насосы; б — центробежные насосы

характеристикой сети дает подачу, развиваемую насосом, равную $\sim 130\%$ нормальной подачи. При этом в сеть идет вода в количестве $\sim 95\%$ (точка c_1), а остальная — через отключенный насос (точка c_2). Напор насоса, развиваемый работающим насосом и, следовательно, срабатываемый ведомым, составляет $\sim 23\%$ нормального.

При 100% -м напоре реверсивная частота вращения ведомого насоса составляет $\sim 128\%$, а при 23% -м напоре эта частота вращения согласно равенству $H/H_1 = (n/n_1)$ равна $\sim 61\%$ нормальной.

Опасаться перегрузки привода работающего насоса не приходится, так как мощность осевого насоса убывает с увеличением подачи. Это особенно важно при использовании электропривода. В случае турбопривода частота вращения работающего насоса будет возрастать при отсутствии регулятора скорости до тех пор, пока не наступит равенства между потребляемой и подводимой мощностями. Соответственно несколько увеличится подача и частота вращения насоса.

На рис. 4.39, б показаны характеристики параллельно работающих центробежных насосов в той же системе.

В этом случае подача работающего насоса составляет $\sim 160\%$ нормальной (точка e), причем 120% подачи пойдет в систему (точка e_1) и $\sim 40\%$ (точка e_2) через отключенный насос. Напор, который развивает работающий насос и который срабатывает ведомый, составляет $\sim 35\%$; частота вращения ведомого насоса $\sim 75\%$. Так как у центробежных насосов мощность вообще возрастает с увеличением подачи (степень увеличения мощности зависит от n_s), то в этом случае неизбежна перегрузка приводного электродвигателя нормально работающего насоса. Если насос снабжен турбоприводом, то, очевидно, что его частота вращения

будет снижаться до тех пор, пока не наступит равенства потребляемой и отдаваемой мощностей.

На рис. 4.39 штриховыми линиями показаны характеристики сети R_1 и $R_1 + R_n$, когда сопротивление складывается из статической и динамической частей, а не только из динамической. Как видно из рисунка, чем больше отношение статической части сопротивления к общему, тем меньше общая подача работающего насоса и количество воды, идущей в сеть, и тем больше воды идет через ведомый насос (точки k , k_1 и k_2).

Работа насоса в зоне Н: Режиму работы в этой зоне соответствуют положительные значения напора, момента, частоты вращения и отрицательное значение подачи. Это значит, что при нормальном вращении насоса, приводимого в действие приводом, давление в сети больше напора холостого хода и жидкость протекает в обратном направлении — из сети через насос к источнику приема.

В судовых условиях такой режим может встретиться при параллельной работе насосов, имеющих различные значения напора холостого хода и обслуживающих, например, пожарную магистраль; при этом предполагается, конечно, что невозвратный клапан за насосом или не установлен из-за опасения гидравлического удара, или не действует вследствие заедания. Очевидно, в этом случае насос не совершает полезной работы, так как не дает подачи в систему; мощность, затрачиваемая на его вращение, представляет собой потерянную энергию, которая рассеивается в насосе.

Знание полных характеристик позволяет ответить на следующие вопросы:

1) сколько воды пропускает насос и какова при этом потребляемая им мощность в зависимости от разности давления до и после насоса и его частоты вращения.

2) при параллельной работе, кроме того, можно установить, каково распределение подачи между сетью и насосом, работающим в ненормальных условиях, и каков максимальный напор насоса, соответствующий нулевой подаче сети.

Рассмотрим пример подобной работы двух электронасосов (см. рис. 4.39).

Примем, что полные характеристики по рис. 4.38 соответствуют насосу 1. Из характеристик следует, что напор холостого хода этого насоса равен $1,28H_{ном}$ при $n = n_{ном}$. Примем также, что параллельно работающий насос 2 развивает напор холостого хода, равный $1,35H_{ном}$.

Когда характеристика сети переместится из положения R_1 в положение R , насос 2 при напоре $H = 1,28H_{ном}$ будет развивать подачу Q_1 , а насос 1 — нулевую подачу. При дальнейшем смещении характеристики сети влево количество воды, идущей в сеть, будет уменьшаться, а количество воды, поступающей через насос 1, увеличиваться. Это будет происходить до тех пор,

пока количество воды, проходящей через насос 1, не станет равным подаче нормально работающего насоса. Напор, соответствующий этому режиму, будет максимальным. Соотношение между подачей для значений напора больших чем $1,28H_{\text{ном}}$, определяется следующим путем.

Задавшись значением $H_x > 1,28H$ (x — текущее значение), определим по характеристике $Q-H$ для насоса 2 соответствующую подачу Q_x . По полным характеристикам (см. рис. 4.38) найдем подачу Q_x через насос 1 как точку пересечения кривой $H = \text{const}$ с линией постоянной частоты вращения. Разность этой подачи даст значение количества воды, идущей в сеть. Напор, при котором значения Q_x и Q равны, и будет максимальным напором.

4.15. Струйные аппараты

Классификация устройств. Общие сведения. Под струйными принято понимать аппараты, в которых происходит обмен энергией двух потоков разных давлений с образованием смешанного потока с промежуточным давлением. В пароводяных аппаратах (часто называемых термонасосами), в которых смешивание сред происходит при значительных фазовых переходах, давление смешанного потока может превышать давление рабочей среды.

Существенная особенность струйных аппаратов в отличие от насосов других типов — отсутствие движущихся деталей и, следовательно, систем уплотнения и смазки.

Принципиальная схема струйного аппарата и характер изменений давления вдоль его оси показаны на рис. 4.40. Рабочая среда (газ, жидкость или двухфазная среда) подводится к соплу с начальными параметрами p_p , G_p , t_p , ω_p . Давление в сопле снижается до значения $p_p = p_{\text{нас}}$, а скорость возрастает от ω_p до ω_{p1} . Рабочая среда, выходящая из сопла в приемную камеру B , подсасывает инжектируемую среду с параметрами $p_{\text{нас}}$, $G_{\text{н}}$, $t_{\text{нас}}$. За соплом на входе в камеру смешивания C поток имеет большую неравномерность распределения скоростей по радиусу. В камере смешивания происходят выравнивание эпюры скоростей и повышение статического давления. Протяженность и местоположение зоны повышения давления изменяются в зависимости от типа аппарата и режима его работы. Далее поток поступает в диффузор D , где его давление растет от p_3 до p_c , а скорость падает от ω_3 до ω_c .

В табл. 4.1 приведена наиболее распространенная классификация струйных аппаратов, базирующаяся на учете агрегатного состояния рабочего и инжектируемого потоков, степени сжатия $p_c/p_{\text{н}}$, степени расширения $p_p/p_{\text{н}}$.

Совершенство струйных аппаратов определяется значением КПД, представляющего собой отношение энергии, полученной

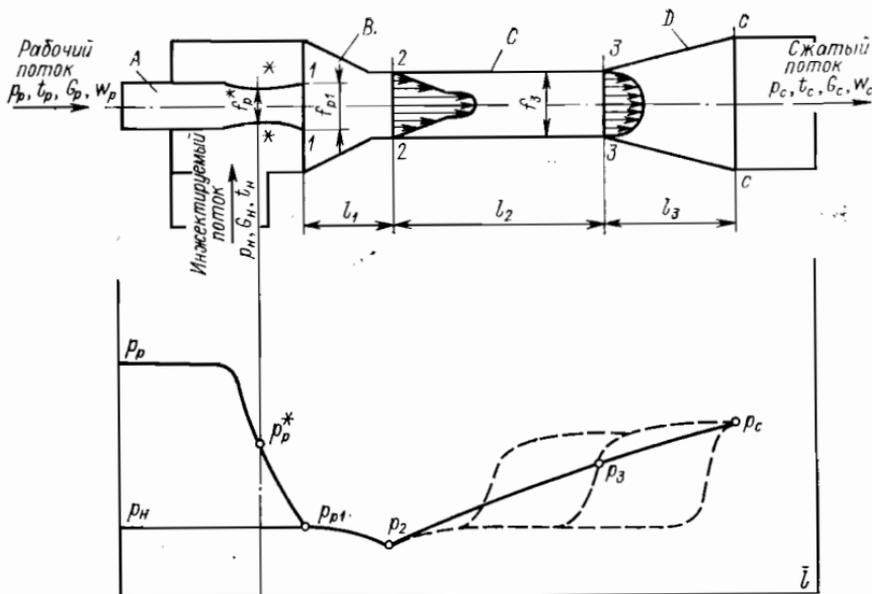


Рис. 4.40. Принципиальная схема струйного аппарата

инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком,

$$\eta = \frac{w(e_c - e_n)}{e_p - e_c},$$

где e_p , e_n , e_c — удельные эксергии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, определяемые по формуле

$$e = i_0 - i_{0.c} - T_{0.c}(S_0 - S_{0.c}). \quad (4.29a)$$

Здесь i_0 , S_0 — энтальпия и энтропия рабочего тела в изотропно замороженном состоянии; $i_{0.c}$, $S_{0.c}$ — энтальпия и энтропия рабочего тела в состоянии равновесия с окружающей средой; $T_{0.c}$ — температура окружающей среды.

С учетом формулы (4.29a) выражение для КПД струйного аппарата принимает вид

$$[\eta = \frac{u [t_c - t_n - T_{0.c}(S_c - S_n)]}{i_p - i_c - T_{0.c}(S_p - S_c)}].$$

Важнейшими показателями работы струйных аппаратов при заданных параметрах рабочей и инжектируемой сред являются: массовый ($u_m = G_n/G_p$) или объемный ($u_o = Q_n/Q_p$) коэффициенты инъекции, степень сжатия ($p_c/p_{нас}$). Основные геометрические размеры: отношение площадей сечений камеры смешения и сопла (f_p/f_p^* или f_3/f_p) и длины l_1 , l_2 , l_3 .

Таблица 4.1
Классификация струйных аппаратов

Группа аппаратов	Агрегатное состояние взаимодействующих сред	Свойства взаимодействующих сред	Степень сжатия	Аппараты
Равнофазные	Однородное	Упругие	1,2—2,5	Газо (паро) струйные компрессоры
			2,5	Газо (паро) струйные эжекторы
			1,2	Газо (паро) струйные инжекторы
		Неупругие	Любая	Струйные насосы
Разнофазные	Неоднородное	Рабочая — упругая, инжектируемая — неупругая	Любая	Струйные аппараты для пневмотранспорта
		Рабочая — неупругая, инжектируемая — упругая		Водовоздушные эжекторы
		Рабочая и инжектируемая — неупругие		Струйные аппараты для гидротранспорта
Изменяющейся фазности	Одна из сред — изменяющаяся	Рабочая — упругая, инжектируемая — неупругая	Любая	Пароводяные инжекторы, подогреватели
		Рабочая — неупругая, инжектируемая — упругая		Пароводяные смешивающие подогреватели

Для обеспечения требуемых параметров струйные аппараты могут включаться последовательно или параллельно.

Пароструйные эжекторы (ЭП). Пароструйные эжекторы используются для удаления парогазовой смеси из конденсаторов и концевых уплотнений.

Помимо перечисленных выше показателей, характеризующих работу струйных аппаратов, ЭП оценивают соотношениями Q_c/Q_{Σ} при $p_{нас} = \text{const}$ (где Q_c — объемный расход смеси) и f_3/f_p^* , большим значениям которых соответствуют большие значения

Q_c/Q_3 и малые $p_c/p_{\text{нас}}$, и наоборот. Основные режимные параметры (давление и температура) влияют на рабочие показатели следующим образом. Увеличение p_p приводит к росту $p_c/p_{\text{нас}}$, и наоборот; изменение температуры какого-либо потока вызывает изменение его расхода, не влияя на другой поток. Зависимость расхода от абсолютной температуры выражается формулами

$$G_p = \text{const}/\sqrt{T_p}; \quad G_n = \text{const}/\sqrt{T_n}.$$

Различают предельные (критические), предельно-критические (расходные) и допредельные (докритические) режимы работы ЭП. Изменение p_c оказывает влияние на p_n и G_n лишь при допредельных режимах. В зависимости от геометрических и режимных параметров различают три предельных режима. Первый соответствует получению критической скорости эжектируемого потока непосредственно на входе в камеру смешения, второй — в каком либо промежуточном ее сечении, а третий — достижению критической скорости смешанного потока.

Рабочим режимом основных ЭП паротурбинных установок считается предельный режим, а наиболее экономичным — предельно-критический. Переход на допредельный (перегрузочный) режим приводит к резкому увеличению давления в приемной камере и, следовательно, в конденсаторе, что недопустимо по условиям работы турбины.

Водовоздушные эжекторы (ЭВ). Водовоздушные эжекторы представляют собой струйные аппараты, в которых используются в качестве рабочей среды воздух (жидкость), а в качестве эжектируемой — воздух, пар и другие газы.

Для оценки показателей работы ЭВ помимо названных для ЭП используются: объемная подача эжектора, определяемая из выражения

$$Q_n = R_B G_B \frac{t_p + 273}{p_{\text{нас}} - p_n''}$$

($p_{\text{нас}}$ — давление насыщенного пара, соответствующее температуре рабочей воды t_p ; G_B , R_B — расход и газовая постоянная для воздуха), и так называемый изотермический КПД

$$\eta_{\text{из}} = \frac{i_{p_B} R_B T \ln \frac{p_c}{p_{\text{нас}}}}{p_p - p_c},$$

где T — температура рабочей среды, К.

Наиболее распространенные виды ЭВ имеют сравнительно короткие камеры смешения. В последнее время появился новый тип эжектора — ЭВУ, т. е. эжектор с удлиненной цилиндрической камерой смешения.

Расчет струйных компрессоров. Для расчета размеров струйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения пользуются следующими соотношениями:

Длина камеры смешения

$$l_{к.с} = 6d_3 \text{ при } u \leq 0,5;$$

$$l_{к.с} = 10d_3 \text{ при } u \geq 2.$$

Угол расхождения диффузора $\theta = 8 \div 10^\circ$. При этом длина диффузора будет

$$l_d = (6 \div 7) (d_c - d_3). \quad (4.30)$$

Рабочее сопло, камера смешения и диффузор должны быть строго концентричными. Несоблюдение этого условия нарушает работу компрессора.

Большое значение имеет расстояние между выходным сечением рабочего сопла и входным сечением камеры смешения. В случае неправильного выбора этого расстояния могут произойти удар струи при входе в камеру смешения и понижение эффективности ее работы.

Длина струи в зависимости от коэффициента инжекции определяется опытными формулами

$$l_c = \frac{0,37 + u}{4,4a} \text{ при } u \geq 0,5;$$

$$l_c = \sqrt{0,083 + 0,764} - 0,29 \frac{d_2}{2a} \text{ при } u < 0,5.$$

Здесь $a = 0,07 \div 0,09$ и пропорционально u . Диаметр свободной струи на расстоянии l_c от сопла

$$d_c = 1,55d_2(1 + u) \text{ при } u \geq 0,5;$$

$$d_c = 3,4d_2 \sqrt{0,083 + 0,764} \text{ при } u < 0,5.$$

Если при расчете выясняется, что $d_c < d_3$, то можно принять $l_1 = l_c$. В противном случае (при $d_c > d_3$) следует конструктивно принимать $l_1 = 0,5l_c$.

ГЛАВА 5.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

5.1. Поршневые насосы

Поршневые насосы различаются по следующим показателям:

— по кратности действия (отношение объема жидкости, подаваемого насосом за два хода поршня, к объему, описанному поршнем за один ход) — простого, многократного (двойного, тройного, четверного, дифференциального) действия;

— по быстроходности (частота вращения вала, c^{-1} , или число двойных ходов поршня в секунду) — тихоходные (< 14), нор-

мальные (14—25), быстроходные (25—60), особо быстроходные (60—130);

— по давлению нагнетания, МПа, — низкого ($\leq 0,5$), среднего (0,5—5,0), высокого ($> 5,0$);

— по подаче, м³/ч, — малой (до 20), средней (20—60), большой (> 60);

— по роду перекачиваемой жидкости — водяные (для пресной и морской воды), масляные, топливные, кислотные;

— по конструктивному исполнению — поршневые, скальчатые, одинарные, сдвоенные, строенные, горизонтальные, вертикальные, наклонные;

— по типу привода — электрические, паровые;

— по способу соединения с двигателем — приводные (редукторные, безредукторные), прямодействующие.

Пределы подачи поршневых насосов, м³/ч, следующие:

Насос	Подача
Простого действия	От 0,6 до 7,2
Двойного »	От 6 до 7,2
Тройного »	От 30 до 180
Приводной	От 150 до 360
Паровой	От 6 до 240

Значение коэффициента подачи поршневых насосов — отношения действительной подачи к теоретической — приведены в табл. 5.1.

Неравномерность подачи определяется по формуле

$$\delta_n = q_{\max}/q_{\text{ор}} = c_{\max}/c_n,$$

где q_{\max} , $q_{\text{ор}}$ — соответственно секундная максимальная и средняя подача за два хода поршня; c_{\max} — максимальная скорость

Таблица 5.1
Коэффициент подачи

Тип насосов	Q, м ³ /ч	$\eta_n = Q_d/Q_T$		Средняя скорость поршня, м/с
		новых	находящихся в эксплуатации	
Приводные: малые средние большие	20	0,85—0,95	0,80—0,85	0,2—0,5
	20—60	0,90—0,97	0,85—0,92	0,5—0,9
	60	0,95—0,99	0,90—0,95	1—2
Прямодействующие	Любая	0,96—0,99	0,92—0,95	0,2—0,7
Ручные	»	0,90—0,95	0,85—0,90	0,05—0,15

Примечание. 1. Для нитательных прямодействующих насосов средняя скорость поршня $\leq 0,3$ м/с.

2. У сильно изношенных насосов при работе на воде $\eta_n = 0,4 \div 0,5$, на вязких жидкостях — на 5—10 % ниже.

поршня, м/с; $c_{\text{п}}$ — средняя скорость поршня, м/с, $c_{\text{п}} = Sn/30$, S — ход поршня.

Неравномерность подачи насоса зависит от кратности его действия:

Насос	Кратность
Простого действия	3,14
Дифференциального	1,57
Двойного »	1,57
Четверного »	1,11
Прямодействующий (четверного действия)	1,08—1,10

Построечные характеристики поршневых насосов следующие:

Насос	Число двойных ходов в секунду	$\psi = S/D$
Приводной тихоходный	0,67—1,3	2,5—2,0
нормальный	1,3—2,5	2,0—1,2
быстроходный	2,5—6	1,2—0,5
Прямодействующий	0,4—2	1,75—1,0

Конструкция поршневых насосов. Паровые насосы выполняют горизонтальными и вертикальными.

На рис. 5.1 представлена конструкция горизонтального парового насоса. Поршень водяного цилиндра 9 приводится в движение непосредственно штоком 5 парового поршня 1. Такие насосы обычно выполняют двухцилиндровыми для обеспечения равномерности подачи и удобства осуществления нужного паросохранения. Каждый из штоков пары цилиндров (парового и водяного) управляет парораспределением соседнего цилиндра.

Поршневые насосы с электрическим приводом могут быть как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением цилиндра (число цилиндров бывает 1—3).

Конструкция горизонтального двухцилиндрового насоса двухстороннего действия показана на рис. 5.2. Поршень 4 насоса приводится в движение штоком 3, соединенным через кресткопф 2 с кривошипно-шатунным механизмом. Цилиндр 5

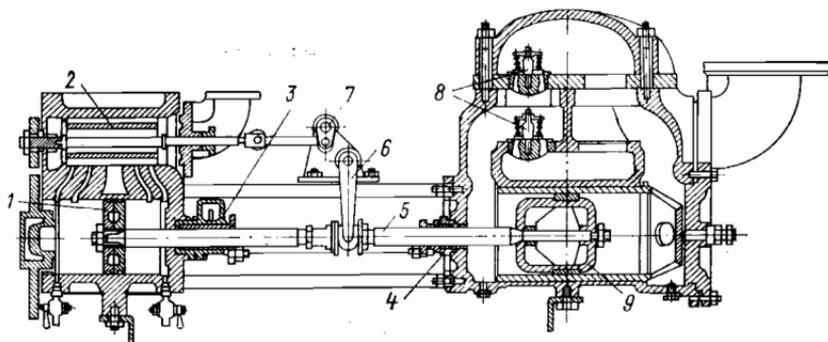


Рис. 5.1. Конструкция горизонтального насоса:

1 — паровой цилиндр; 2 — паровой золотник; 3 — паровой сальник; 4 — водяной сальник; 5 — шток; 6, 7 — рычаги парораспределения; 8 — клапаны; 9 — водяной цилиндр

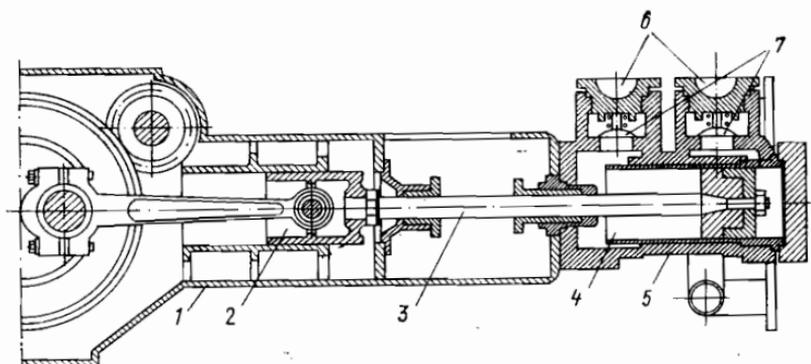


Рис. 5.2. Конструкция горизонтального двухцилиндрового насоса двухстороннего действия

представляет собой отдельную отливку, которую крепят к основной раме 1 насоса. Нагнетательные 7 и всасывающие клапаны расположены на цилиндрах и благодаря съемным крышкам 6 доступны для осмотра и ремонта. Вследствие ограниченного числа двойных ходов поршня двигатель передает мощность на вал насоса при помощи понижающей зубчатой передачи.

Насосы с электрическим приводом при различных диаметрах цилиндров охватывают области напоров до 700 м вод. ст. и подачи до 60 м³/ч.

Поршневые насосы имеют сравнительно большую массу. Это видно из рис. 5.3, где показана зависимость массы G сдвоенных прямодействующих насосов от их номинальной гидравлической мощности N_r .

Увеличение скорости прямолинейно-возвратного движения поршня ограничено инерционными явлениями в жидкости, проходящей через насос, поэтому средняя скорость поршня поршневых насосов зависит от длины хода поршня и составляет 0,2—0,4 м/с для прямодействующих насосов двойного действия и 0,3—0,6 м/с для насосов четверного действия.

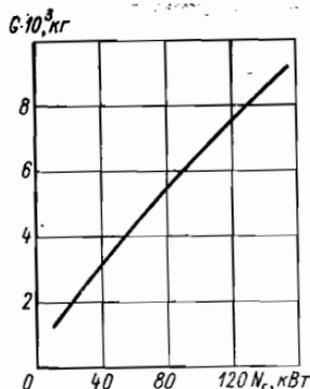


Рис. 5.3. Зависимость массы сдвоенных прямодействующих насосов от их номинальной гидравлической мощности

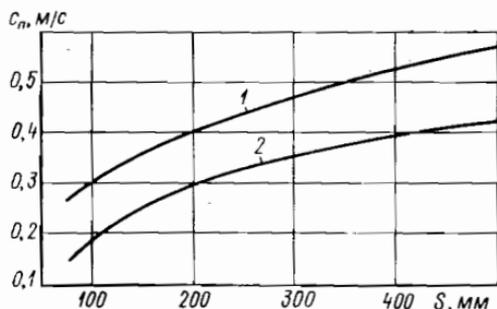


Рис. 5.4. Изменение средней скорости поршня в зависимости от длины его хода: 1 и 2 — для насосов соответственно четверного и двойного действия

На рис. 5.4 представлены графики изменения средней скорости поршня c_n в зависимости от длины его хода S для прямодействующих насосов, работающих на воде.

Устройство распространено на танкерах крупного вертикального двухцилиндрового парового прямодействующего насоса ПНП-250, работающего без расширения пара, показано на рис. 5.5.

Блоки паровых 13 и гидравлических 3 цилиндров соединены четырьмя стальными колоннами 18. К их нижним концам, проходящим через гидравлический блок, прикреплены стальные сварные опоры-башмаки 1, установленные на фундаменте. Цилиндровые блоки изготовлены из чугуна. Внутренняя часть парового блока между цилиндрами использована для размещения паропроводящих каналов и золотниковых камер. Блок гидравлических цилиндров отлит за одно целое с клапанной коробкой, в которой имеются по два впускных и по два нагнетательных плоских кольцевых клапана на каждой из четырех рабочих полостей. Каждая пара клапанов — впускного и нагнетательного — смонтирована на одном общем шпинделе. Клапаны — наименее надежные детали насоса. Опыт эксплуатации показал, что попадающая под клапаны ржавчина приводит к нарушению их плотности. Срок службы комплекта латунный клапан — седло в среднем составляет около 400 ч, что соответствует примерно 10 разгрузочным операциям.

Паровые 12 и гидравлические 2 поршни, а также кольца паровых поршней изготовлены из чугуна. Гидравлические поршни для

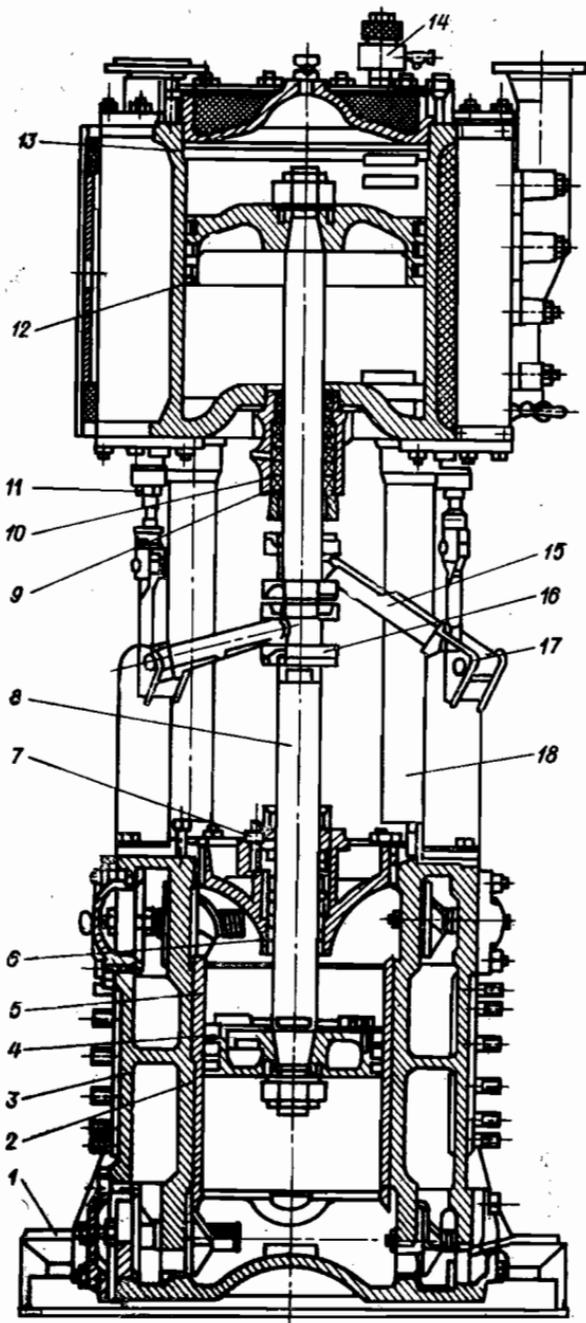


Рис. 5.5. Конструкция вертикального двухцилиндрового парового прямодействующего насоса

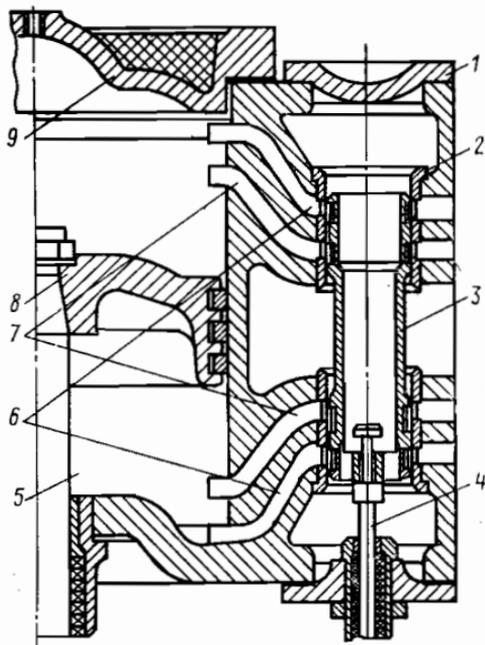


Рис. 5.6. Золотниковая коробка насоса ПНП-250

установки уплотняющих колец 4 имеют латунные обоймы и работают в латунных втулках 5, запрессованных в цилиндры и закрепленных стопорными стержнями, проходящими через крышки. Неразъемные штоки 8 соединяют каждую пару паровых и гидравлических поршней, приводя в движение при помощи рычажной передачи (рычаг 15, его опора 17, муфта 16) штоки 11 золотников парораспределительных устройств. Для предотвращения утечек перекачиваемой жидкости из цилиндров и проникновения в них воздуха выходы у штоков уплотнены сальниками 6. Последние имеют разрезные текстолитовые кольца 7, помещенные в латунные обоймы, прикрытые сверху кольцами мягкой бензостойкой набивки. Паровые цилиндры также имеют сальники 9 с набивкой 10.

Смазка паровых поршней и золотников осуществляется паровыми масленками 14. Пар, конденсируясь в них, вытесняет смазку, которая поступает по трубке в рабочую полость цилиндра, а затем

вместе с отработавшим паром — на золотники. При работе на перегретом паре масленки заполняют маслом, на насыщенном паре — вискозином.

Золотниковая коробка насоса ПНП-250 показана на рис. 5.6. В чугунных втулках 2, которые запрессованы в корпусе блока, закрытого крышкой 1, перемещаются цилиндрические золотники 3 с чугунными уплотняющими кольцами. Золотники приводятся в движение от золотниковых штоков 4, шарнирно связанных с тягами, нижние концы которых соединены с качающимися рычагами, лежащими в опорах. Концы этих рычагов при работе насоса перемещаются муфтами штоков поршней 8. Каждая золотниковая коробка сообщается с нижней и верхней полостями парового цилиндра 5 двумя каналами: впускным 6 и выпускным 7. Такое расположение каналов обеспечивает образование паровой подушки у крышки 9 цилиндра при подходе к своему крайнему положению. Ее толщина может быть изменена с помощью буферных клапанов, соединяющих каналы свежего и отработавшего пара соответствующей полости цилиндра. Всего у насоса четыре таких клапана.

Общий вид прямодействующего насоса фирмы «Tom and Lemont» показан на рис. 5.7. Блоки паровых 2 (с золотниковыми коробками 1) и гидравлических 7 цилиндров соединены колоннами 5. Поршни цилиндров жестко связаны между собой штоками 3. Клапанная коробка 6 насоса имеет два нагнетательных и два приемных отверстия, расположенных попарно с каждой стороны коробки. Одно из нагнетательных отверстий закрыто воздушно-гидравлическим колпаком 4, второе (не используемое в работе) — заглушкой. Нагнетательная и всасывающая полости сообщаются посредством предохранительно-перепускного клапана 8, присоединенного к приемному отверстию и воздушно-гидравлическому колпаку. Ко второму приемному отверстию подведен всасывающий трубопровод.

На рис. 5.8 изображен грузовой горизонтальный двухцилиндровый паровой прямодействующий насос с подачей $500 \text{ м}^3/\text{ч}$, работающий с расширением пара. Он состоит из двух блоков цилиндров — паровых 2 и гидравлических 5, — соединенных между собой промежуточной частью 4. Опорами 11 насос установлен на фундамент. Паровые 3 и гидравлические 10 поршни выполнены составными.

Гидравлические цилиндры, снабженные втулками 9, имеют по четыре всасывающих 6 и нагнетательных 7 клапана с пружинной нагрузкой. Золотниковый привод 1 расположен внутри блока паровых цилиндров 2, что позволяет уменьшить наружные размеры паровой части насоса. Смазка паровых цилиндров производится паровыми масленками. Всасывающие свойства поршневых цилиндров при зачистке улучшаются в случае уменьшения длины каналов, соединяющих клапаны с рабочими полостями гидравлических цилиндров, что в данной конструкции достигается путем применения отдельных клапанных коробок 8 для полостей цилиндра. При этом вдвое уменьшается объем вредного пространства.

Насосы с принудительным механическим парораспределением обычно бывают сдвоенными четверного действия. Привод золотников — от штока поршня соседнего цилиндра. Золотники — плоские или цилиндрические. Мертвый ход золотников и расположение выпускных окон обеспечивают образование паровой подушки и остановку поршней при подходе их в крайние положения. Поршень одного цилиндра отстает от поршня второго цилиндра на половину хода; в среднее положение поршни приходят вместе с золотниками, которые приводятся в движение от их штоков. Насос работает без предварения впуска и расширения пара, может быть запущен при любом положении поршней. Остановка поршней в крайних положениях и ход поршня зависят от регулируемого мертвого хода золотника.

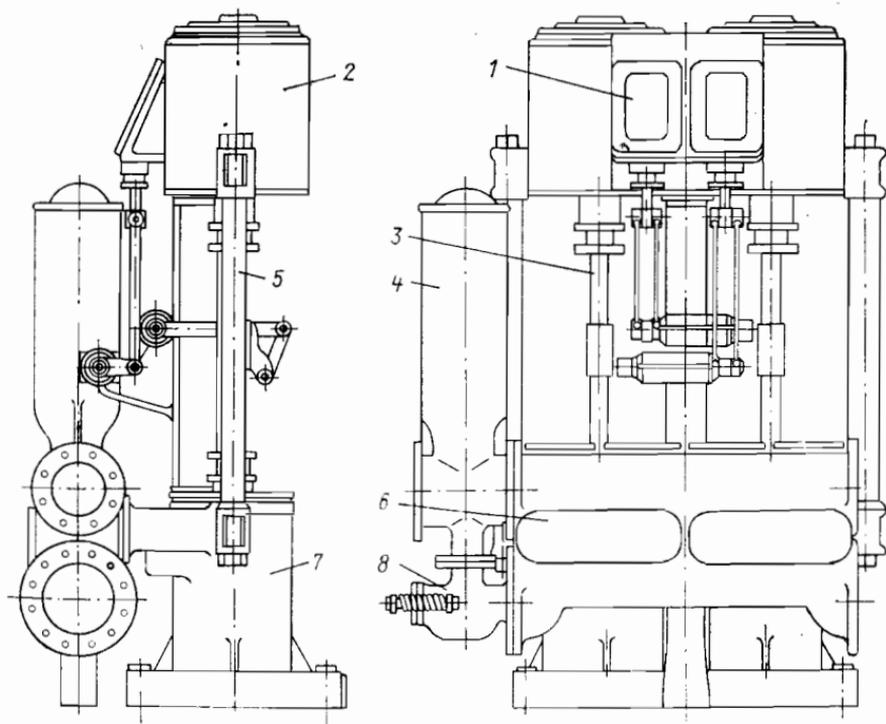
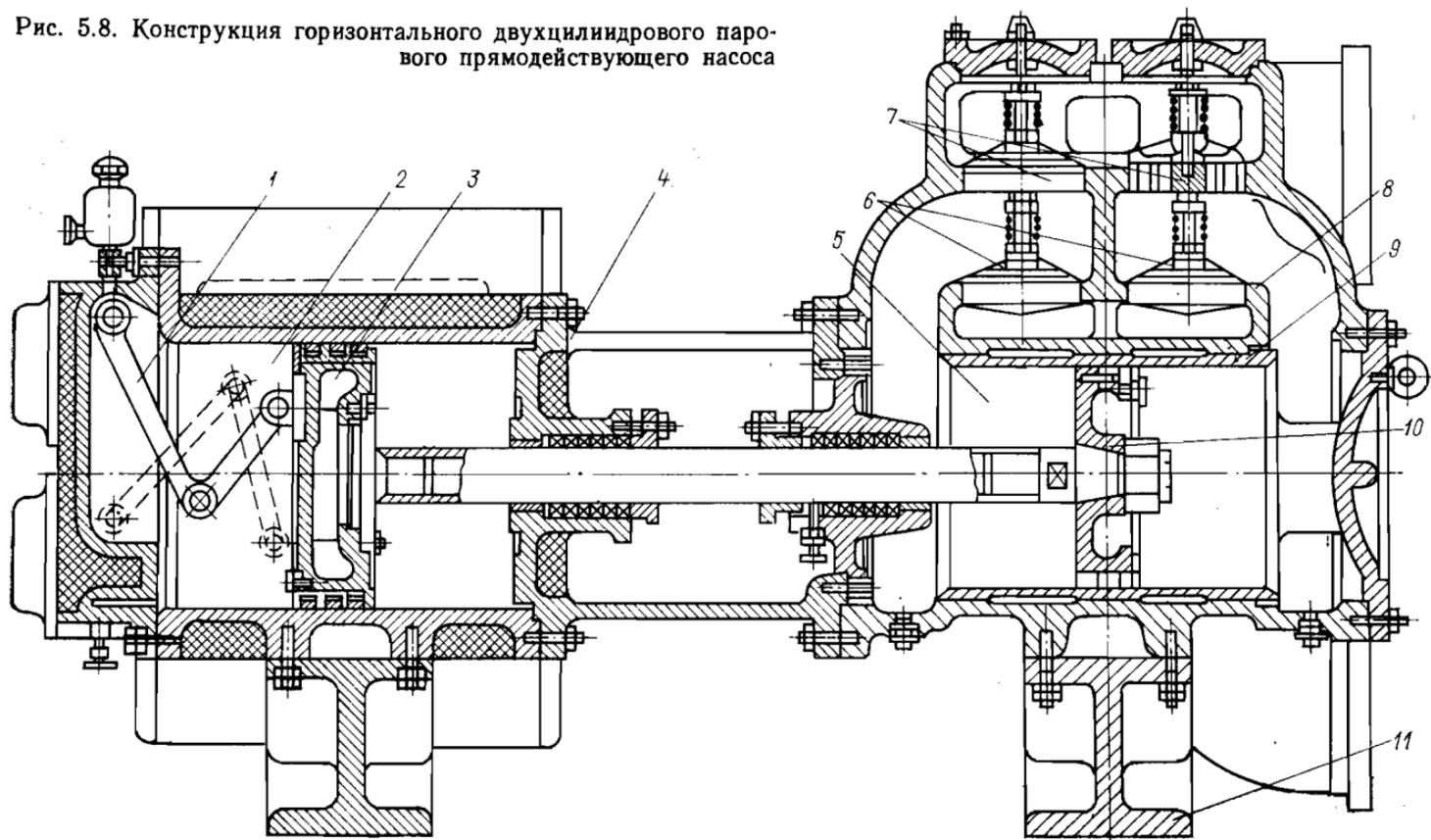


Рис. 5.7. Общий вид прямодействующего насоса фирмы «Lemont»

Рис. 5.8. Конструкция горизонтального двухцилиндрового парового прямодействующего насоса



Регулирование парораспределения — внутреннее с постоянным мертвым (плоские золотники) или с устанавливаемым ходом. При регулировании с постоянным мертвым ходом остановка золотника в случае изменения хода поршня обеспечивается устройством ведущей части золотникового штока, имеющего камень (гайку), который входит с зазорами в проушины золотника.

Насосы с полуавтоматическим парораспределением имеют паровой и гидравлический цилиндры двойного действия. Штоки обоих цилиндров соединены муфтой, с которой связан привод (рычаг второго рода) вспомогательного золотника. Насосы этого типа имеют парораспределительные устройства различных конструкций и работают с расширением или без расширения пара.

В насосе с одним цилиндрическим и одним плоским золотником парораспределение осуществляется при помощи приводного вспомогательного плоского золотника и главного цилиндрического золотника, перемещаемого давлением пара в направлении, поперечном к оси цилиндра. Рычажный привод (второго рода) вспомогательного золотника имеет свободный ход до упора в регулирующие гайки. У золотниковой коробки три окна: крайние окна сообщаются с паровыми каналами нижней (левое окно) и верхней (правое окно) полостей цилиндра, среднее окно соединено с трубопроводом отработавшего пара. Главный золотник заключен в стаканы с фигурными вырезами, которые можно разворачивать вручную рукояткой. Это устройство используется для пуска насоса из положения, в котором вспомогательным золотником перекрыты паровпускные окна.

Главный золотник — пустотелый (с тремя внутренними полостями) с плоским срезом на спинке, где имеются пять окон: верхнее левое и нижнее правое окна через внутренние полости сообщены с крайними окнами на цилиндрической поверхности золотника, а среднее окно — с двумя средними окнами. Два Г-образных малых окна плоского среза через каналы сообщаются с полостями, образованными поверхностями стаканов и торцами цилиндрического золотника.

При верхнем крайнем положении поршней вспомогательный золотник смещен также в крайнее верхнее положение, а главный золотник занимает крайнее левое положение. Начало смещения вспомогательного золотника (упор ведущего яблока в регулировочные гайки) происходит на 0,6 хода поршня, а отсечка впуска — на 0,75 хода поршня.

Насос с двумя вертикальными цилиндрическими золотниками работает с расширением пара (впуск на 0,75 хода поршня). Полости парового цилиндра имеют двойной ряд окон. Перекрытие поршнем нижних рядов окон обеспечивает паровую подушку. Вспомогательный золотник перемещается при помощи двойной рычажной передачи. Когда поршни находятся в крайнем верхнем положении, вспомогательный золотник занимает крайнее нижнее положение.

Основные детали поршневых насосов и материалы для них.

К главным деталям насоса относятся следующие.

Поршни гидравлических цилиндров: дисковые (цельные и составные), скальчатые. Материал — чугун, бронза, сталь. Скалки (открытые и закрытые) снабжены бронзовой рубашкой.

Уплотнения поршней: самопружинящие кольца (из чугуна, бронзы, стали, пластмассы), неразрезные кольца (из эбонита, фибры), заливка белым металлом с проточенными лабиринтными канавками, манжеты (из кожи, резины, прорезиненной ткани), мягкая набивка. В насосах со скоростью поршня 1 м/с и давлением до 3,0 МПа допускаются уплотнения любого типа; в насосах с высоким давлением нагнетания применяются только манжетные уплотнения.

Набивки сальников: мягкие из хлопчатобумажных тканей, пеньковые асбестовые (в виде плетеных шнуров и колец, пропитанных графитожировой смазкой); манжетные металлические и полуметаллические стыки полуколец набивки должны быть разнесены на расстояние $1/4$ окружности штока.

Клапанные коробки и клапаны: для насосов многократного действия клапанные коробки имеют отдельные камеры; для насосов двойного действия характерно наличие одной разделительной перегородки клапанной коробки. Сдвоенные прямодействующие насосы имеют общие четырехкамерные клапанные коробки.

Клапаны (самодействующие): металлические (латунь, бронза, сталь), неметаллические (кожа, резина, пластмассы), композитные (металлические клапаны с облицовкой из кожи, пластмассы, бакаута и др.). Резиновые клапаны не выдерживают высокой температуры и разрушаются под действием масла, попадающего в конденсат.

По конструкции клапаны бывают тарельчатые, конические, пластинчатые (одна или несколько пластин волнистых или плоских толщиной 2—5 мм, набор латунных пластин толщиной 1—1,5 мм, нижние пластины имеют отверстия диаметром 4 мм, сдвинутые одни относительно других), кольцевые (одно- и многокольцевые), шаровые и откидные.

Подъем клапанов составляет 4—10 мм; у прямодействующих насосов он достигает 30 мм, у мокровоздушных регулируется при помощи отбойников, траверс, нарезного штифта или гайки. Величина подъема устанавливается в зависимости от числа ходов поршня в секунду. Диаметр клапанного гнезда от 20 до 60 мм. Максимальный подъем клапана $h_k = (0,1 \div 0,25) d_2$ см. Ширина, см, металлических клапанов притертой поверхности

$$b_k = (0,2 \div 0,25) \sqrt{d_2};$$

неметаллических клапанов

$$b_k = (0,3 \div 0,4) \sqrt{d_2}.$$

Толщина тарелки клапана $\delta_k = (0,1 \div 0,2) d_2$ см; высота направляющих штоков или перьев $l_{\Pi} = (0,7 \div 0,8) d_2$ см; число направляющих перьев $i = 3 \div 4$ (d_2 — диаметр проходного отверстия клапанного гнезда).

В табл. 5.2 и 5.3 приведены данные по поршневым насосам с паровым и электрическим приводами.

Неисправности поршневых насосов. Ниже приведены способы устранения характерных неисправностей поршневых насосов:

Причина неисправности

Способ устранения

Насос не развивает нормальной подачи

Перекрыты или неисправны клапаны на приемном и нагнетательном трубопроводах

Клапаны покрыты налетом масла, пластинки слиплись, потеряли эластичность

Засорены приемные фильтры и сетки

Подсос воздуха через неплотности (в поршнях и сальниках)

Неплотности клапанов, поломка пружин, подрыв предохранительного клапана

Пропуски через уплотнения поршней (поломка колец, неправильная установка, риски, забоины и т. п.), сальника, штока

Повышенная температура воды или пониженная температура нефтепродуктов

Открыть полностью, перебрать клапаны

Промыть клапаны и их решетки. Заменить пластинки

Очистить сетки и фильтры

Устранить неплотности

Притереть клапаны, заменить пружины, отрегулировать предохранительный клапан

Устранить пропуски поршней и сальников

Снизить число двойных ходов

Стуки при работе насоса

Отрыв жидкости от поршня и гидравлический удар

Избыток воздуха во всасывающем и недостаток в нагнетательном воздушных колпаках

Слишком большой ход поршней (прямодействующие насосы)

Износ уплотнений поршней и сальников

Стук клапанов — малая упругость или поломка пружин, большая высота подъема клапанов, ослабление крепежных гаек или шпилек

Выработка подшипников, втулок, пальцев, поршней и т. д.

Уменьшить частоту вращения или число двойных ходов насоса

Отрегулировать количество воздуха в воздушных колпаках

Отрегулировать ход поршней

Заменить уплотнения и сальники

Отрегулировать или заменить пружины, устранить слабинку крепежа

Перебрать насос, устранить слабинку, заменить изношенные детали

Таблица 5.2

Характеристики поршневых насосов с паровым приводом

Характеристика	Характеристики поршневых насосов с паровым приводом									
	ПНП-250	ПНП-160	ПНП-125	Насосы фирмы «Worthington»		Насос фирмы «Leprot»	WDM-150	ПДВ 125/8-С	ПДВ 250/8-С	
Подача, м ³ /ч	250	160	125	160	150	200	150	125	250	
Давление нагнетания, МПа	1,0	1,6	1,0	0,85	0,85	0,70	0,85	0,8	0,8	
Число двойных ходов в минуту	38	50	55	40	30	34	38	55	38	
Вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.	5	5	6	5	5	6	5	5	5	
Давление пара, МПа:										
рабочего	1,1	1,3	1,2	0,85	0,85	1,25	0,85	1,1	1,1	
отработавшего	0,2	0,25	0,03	0,10	0,15	—	0,10	—	—	
Основные размеры насоса, мм:										
диаметр паровых цилиндров	400	440	280	380	406	355	6	—	—	
диаметр гидравлических цилиндров	330	250	220	300	305	305	—	—	—	
средний ход поршней	350	320	280	300	305	382	—	—	—	
Исполнение	Вертикальный сдвоенный четверного действия						Вертикальный двухпоршневой			
Перекачиваемая среда	Нефтепродукты						Пресная и морская вода			
Расход пара, кг/с	—	—	—	—	—	—	—	0,445	1,170	
Масса сухого насоса, кг	—	—	—	—	—	—	—	1400	3700	
	Характеристики поршневых насосов с паровым приводом									
Характеристика	Характеристики поршневых насосов с паровым приводом									
	ПДГ 2,5/20-С	ПДГ 6/4-С	ПДГ 6/20-С	ПДВ 10/50-С	ПДВ 16/20-С	ПДВ 25/4-С	ПДВ 25/20-С	ПДВ 25/50-С	ПДВ 60/8-С	
Подача, м ³ /ч	2,5	6,0	6,0	10	16	25	25	25	60	
Давление нагнетания, МПа	2,0	0,4	2,0	5	2	0,4	2	5	0,8	
Число двойных ходов в минуту	120	115	100	80	70	65	60	60	50	
Вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.	6	6	6	6	6	6	6	6	6	
Давление пара, МПа:										
рабочего	1,1	1,1	1,1	3,4	1,1	1,1	1,1	3,4	1,1	
отработавшего	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Характеристика	ПДГ 2,5/20-С	ПДГ 6/4-С	ПДГ 6/20-С	ПДВ 10/50-С	ПДВ 16/20-С	ПДВ 25/4-С	ПДВ 25/20-С	ПДВ 25/50-С	ПДВ 60/8-С
Основные размеры насоса, мм:									
диаметр паровых цилиндров	—	—	—	—	—	—	—	—	—
диаметр гидравлических цилиндров	—	—	—	—	—	—	—	—	—
средний ход поршней	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Исполнение	Горизонтальный двухпоршневой			Вертикальный двухпоршневой			Вертикальный двухпоршневой		
Перекачиваемая среда	Нефтепродукты			Пресная и морская вода			Пресная и морская вода		
Расход пара, кг/с	0,050	0,036	0,078	0,195	0,140	0,064	0,230	0,334	0,220
Масса сухого насоса, кг	110	110	165	450	400	390	575	745	820

Таблица 5.3

Характеристики вертикальных поршневых двухцилиндровых насосов двойного действия с электроприводом

Характеристика	ЭНП 7/1-2	ЭНП 7/3	ЭНП-7	ЭНП 63/10
Подача, м ³ /ч:				
воды при 30 °С	80	80	80	63
тяжелых нефтепродуктов	68	68	68	60
легких »	56	56	56	
Давление нагнетания, МПа	0,5	1,0	0,5	1,0
Частота вращения коленчатого вала насоса, с ⁻¹	1,2	1,2	1,2	1,7
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.:				
воды при 30 °С	5,5	5,5	5,5	6,5
тяжелых нефтепродуктов при 10 °С	4,0	4,0	4,0	5
легких нефтепродуктов при 10 °С	3,5	3,5	3,3	4
Диаметр поршня, мм	180	180	180	150
Ход поршня, мм	200	200	200	160

5.2. Роторные насосы

Роторные насосы являются насосами объемными, действующими по принципу вытеснения. Они преобразуют механическую энергию, подведенную к их приводному валу, в энергию перемещаемой жидкости при помощи специальных вытеснителей, совершающих вращательное или вращательно-поступательное движение.

Конструкции роторных насосов. Роторные насосы бывают шестеренные, винтовые, с эксцентричным вытеснителем и кулачковые.

Шестеренные насосы. Применяются для перекачивания вязких жидкостей в топливных, масляных и гидравлических системах. Рабочие параметры насосов: подача 0,5—250 м³/ч, напор 20—400 м вод. ст., обороты 0,11—1,4 с⁻¹.

В судовых гидравлических приводах обычно применяются насосы серии НШ, а также шестеренные насосы, разработанные для авиации (создающие давление до 14 МПа).

Шестеренные насосы используют в гидроприводах индивидуального типа с дроссельным регулированием, периодического действия (приводы люковых закрытий и погрузоразгрузочных устройств, арматуры судовых систем и т. п.), гидромоторах, гидравлических системах дистанционного управления и вспомогательного назначения. Для повышения давления жидкости шестеренные насосы выполняют многоступенчатыми. Масляные навешенные шестеренные насосы ГД снабжают специальными клапанами, обеспечивающими одностороннюю подачу независимо от направления вращения приводного вала.

Многообразие конструктивных разновидностей шестеренных насосов объясняется различными условиями их работы и требованиями, предъявляемыми к ним. В зависимости от условий использования на судах шестеренные насосы подразделяют на следующие группы: с внешним и внутренним зацеплением, с прямыми и косыми зубьями шестерен, с внутренним и внешним расположением подшипников, с эвольвентным и специальным профилем зуба шестерен, двухроторные, трехроторные и многороторные, с горизонтальным и вертикальным расположением вала.

Насосы двухроторные с внешним зацеплением — наиболее распространенный тип шестеренного насоса (рис. 5.9). Такой насос прост по конструкции, компактен и надежен в эксплуатации.

Он состоит из двух находящихся в зацеплении цилиндрических шестерен одного диаметра. В корпусе 8 насоса расположены две шестерни: ведущая 11, насаженная на приводном валу 1 и зафиксированная шпонкой, и ведомая 10, свободно сидящая на валу 9. Оба вала вращаются в шарикоподшипниках 2 и 3, расположенных в торцевой части корпуса и в торцевой крышке 4. Вал ведущей шестерни на выходе из корпуса насоса уплотнен набивочным сальником 12. На корпусе насоса установлен предохранительный клапан 5, нагруженный пружиной 6. Затяжка пружины регулируется винтом 7. Клапан служит для пуска жидкости из нагнетания во всасывание, если давление нагнетания превысит допустимое.

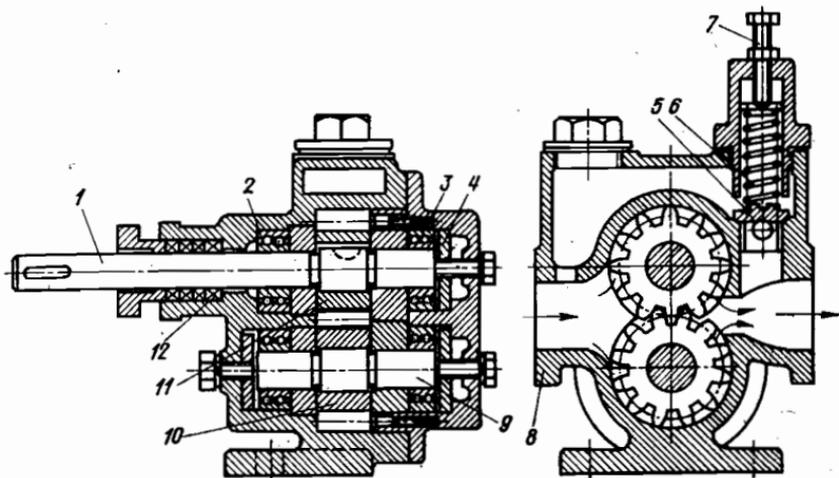


Рис. 5.9. Конструкция двухроторного насоса с внешним зацеплением

Шестерни насоса имеют прямые зубья, благодаря чему уменьшаются утечки через зазор (это делает насос наиболее благоприятным для малых подач), а также не возникает результирующего осевого усилия. Недостатки насоса с прямыми зубьями шестерен заключаются в том, что зуб испытывает большое напряжение при передаче мощности и поэтому быстрее изнашивается, поток жидкости менее равномерный, возникает опасность заклинивания жидкости в промежутках между зубом и впадиной при вытеснении жидкости. Прямозубые шестерни применяют для насосов с относительно небольшой подачей (примерно до $40 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Использование в насосах косозубых шестерен, у которых зубья направлены не параллельно оси насоса, а по винтовой линии постоянного шага с углом наклона $\sim 20^\circ$, обеспечивает большую плавность зацепления и меньшее напряжение в зубьях, так как в зацеплении находится одновременно несколько пар зубьев. Это позволяет применить более высокие окружные скорости. Поток в этом случае более плавный и, кроме того, устраняется опасность защемления жидкости во впадине зацепления. Недостаток таких насосов — возникновение осевого усилия при передаче крутящего момента от привода к насосу.

В насосах с шевронными шестернями труднее обеспечить герметичность полостей нагнетания и всасывания, поэтому они применяются при умеренных давлениях и больших подачах высоковязких жидкостей. Эти насосы целесообразно использовать и при работе на жидкости, содержащей газ и имеющей значительную упругость насыщенных паров; благодаря отсутствию защемленного объема в полость нагнетания переносится небольшое количество сжатых газов.

В судовых насосах преимущественно применяют шестерни с эвольвентным профилем с коррегированными зубьями, так как последние менее чувствительны к изменению осевого расстояния между шестернями. Это имеет существенное значение при износе вкладышей подшипников скольжения. Коррегирование, или коррекция, зацепления применяется для устранения подрезания (ослабления) ножек зубьев и заострения вершины, наблюдающихся при малом числе зубьев. Коррегирование повышает долговечность зацепления, увеличивает коэффициент заполнения и сокращает продолжительность зацепления, в результате чего уменьшается опасность запираания жидкости во впадинах зубьев. Недостаток эвольвентного зацепления — относительно быстрое изнашивание зубьев шестерен вследствие касания по линии. В связи с этим материал шестерен должен быть высококачественным. Вместо обычного угла давления 15° в шестернях судовых насосов применяется $25\text{—}28^\circ$, так как это позволяет уменьшить число зубьев; при более высоких углах давления возникает опасность заклинивания и увеличивается шумность.

Чем шире кромка зуба, тем больше сопротивление утечкам и тем меньше сами утечки, поэтому зуб шестерни не следует сильно заострять.

В некоторых конструкциях применяют специальный профиль зуба, чтобы получить наибольший объем жидкости при данных геометрических размерах, но для этого требуется специальная пара шестерен для передачи крутящего момента.

Шестерни можно изготовлять отдельно или совместно с валом. В случае раздельного исполнения могут быть механически обработаны одновременно несколько шестерен, что удешевляет их производство, и, кроме того, замена шестерен при их изнашивании связана с меньшими расходами. Совместное исполнение шестерен с валом применяют обычно для насосов очень малых подач.

Шестерни могут быть насажены с натягом, запрессованы или быть плавающими; в последнем случае зазоры между расточкой ступицы шестерни и валом должны быть минимальными, чтобы обеспечить минимальный зазор в корпусе. При плавающей шестерне осевое усилие от действия давления жидкости на торцовую поверхность вала ей не передается. Вообще торцовая поверхность шестерни способна воспринять какое-либо не чрезмерно большое осевое усилие при условии, что перекачиваемая жидкость обладает смазочными свойствами и способна создать масляную пленку между торцовыми поверхностями шестерни и неподвижной детали корпуса.

Когда в шестернях с прямыми зубьями эвольвентного профиля последние входят в зацепление, жидкость остается запертой в пространстве между основанием впадины одной шестерни и наружной поверхностью зуба второй шестерни.

Выбор типа подшипников и их расположения зависит от параметров насоса и свойств перекачиваемой среды. Если перека-

чиваемая жидкость не обладает смазочными свойствами или содержит посторонние взвешенные частицы, то подшипники должны быть расположены вне корпуса насоса (обычно это подшипники качения). При перекачивании жидкости, обладающей смазочными свойствами, подшипники должны быть расположены внутри корпуса насоса. В случае малых диаметров шестерен предпочтительным, а иногда и единственно возможным типом является подшипник скольжения, который к тому же может выдерживать большие радиальные усилия. При больших размерах шестерен зазор в подшипниках скольжения должен быть большим, чтобы обеспечить надежную работу; соответственно должны быть увеличены зазоры между шестерней и корпусом. Это приводит к увеличению утечек.

Материалы шестеренных насосов. Детали насосов изготавливают из следующих материалов: корпуса насосов выполняют из чугунов марок СЧ18-36, 21-40, 32-52; реже — из алюминиевых сплавов, бронзового (Бр.03Ц7С5Н1) и стального литья; шестерни — из сталей 40, 45, легированных сталей 20Х, 40ХН, 18ХН13А и др.; валы — из сталей 40, 45, 20Х, 40Х, 12ХН4 и др. Шестерни и валы подвергают термообработке.

Технические характеристики некоторых шестеренных насосов приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Технические характеристики некоторых шестеренных насосов отечественного производства

Марка насоса	Межцентровое расстояние, мм	Число зубьев	Модуль, мм	Ширина зуба, мм	Теоретическая подача Q_T , м ³ /ч	Действительная подача Q_D , м ³ /ч	Давление нагнетания P_n , МПа	Частота вращения n , с ⁻¹	Объемный КПД	Общий КПД
Ш 13,2/2,5	44	10	4	12	1,17	0,9	2,5	24	0,77	0,51
РЗ-3	42,45	10	4	16	1,57	1,10	1,4	24	0,7	0,38
Ш 20/2,5	44	10	4	18	1,75	1,45	2,5	24	0,83	0,57
Ш 31,5/2,5	44	10	4	28	2,62	2,16	2,5	24	0,82	0,58
РЗ-4,5	42,45	10	4	45	4,4	3,3	0,33	24	0,75	0,4
Ш 50/2,5	44	10	4	45	4,3	3,6	2,5	24	0,835	0,61
Ш 75/2,5	44	10	4	70	6,8	5,75	2,5	24	0,845	0,61
РЗ-7,5	42,45	10	4	70	6,4	5	0,3	24	0,78	0,45
Ш 132/2,5	78	12	6	45	11,6	9	2,5	24	0,775	0,64
АЗП 10/12	83	13	6	55	12,5	11	1,0	24	0,8	0,38
Ш 200/2,5	78	12	6	70	18	14,4	2,5	24	0,8	0,65
РЗ-30	83	13	6	132	22,5	18,0	0,53	16,7	0,8	0,48
Ш 315/2,5	78	12	6	110	28	21,6	2,5	24	0,775	0,70
Ш 750/2,5	158	14	10	85	44	36	2,5	16,7	0,82	0,605
РЗ-60	101	13	7	160	47	38	0,35	16,7	0,8	0,5
Ш 2650/2,5	190	14	12	200	115,0	90	2,5	12,2	0,78	0,717
РЗВ-350	134,9	10	12	370	150	120	0,5	12,2	0,8	0,5
Ш 4250/2,5	190	14	12	320	185	144	2,5	12,2	0,78	0,742

Винтовые насосы. Винтовые насосы используются для перекачивания воды и вязких жидкостей. Они имеют ряд преимуществ перед другими роторными насосами, а именно:

— значительно большую экономичность, что особенно важно для длительно работающих насосов большой мощности;

— незначительное изменение подачи с увеличением давления;

— возможность соединения насоса непосредственно с приводом без применения редуктора (благодаря высокой частоте вращения) и меньшие масса и габариты;

— возможность создания высоких давлений за счет применения удлиненных винтов и отсутствие при этом больших нагрузок на подшипники, благодаря чему не требуется частого переключения на нулевую подачу, как в зубчатых насосах;

— обеспечение равномерной подачи без пульсации и взбалтывания жидкости, что особенно важно при перекачивании сред, подверженных пенообразованию;

— небольшая шумность и плавность в работе, обеспечение значительной высоты всасывания и самовсасывания.

По признакам, наиболее характерным для судовых условий работы, винтовые насосы можно разделить на следующие группы:

— по профилю винтовой нарезки — с винтами циклоидального профиля, обеспечивающего герметичность (полное отделение камеры нагнетания от камеры всасывания), и с винтами, имеющими обычную прямоугольную или трапециевидную нарезку, не обеспечивающую герметичности;

— по количеству винтов — двух-, трех- и пятивинтовые;

— по напору — низко-, средне- и высоконапорные;

— по количеству потоков в насосе — одно- и двухпоточные;

— по расположению вала — горизонтальные и вертикальные

Винтовые насосы делятся на герметичные и негерметичные в зависимости от конструктивного принципа разобщения всасывающей и нагнетательной полостей.

Винтовые *герметичные насосы* имеют специальный профиль нарезки винтов, обеспечивающий почти полное разобщение напорной и всасывающей камер и делятся на одно-, двух-, трех- и многовинтовые. Наиболее распространены следующие типы герметичных насосов: трехвинтовые с циклоидальным зацеплением, одновинтовые с однозаходным винтом и двухзаходной обоймой, пятивинтовые с эвольвентно-циклоидальным зацеплением. Подвод жидкости — одно- или двусторонний.

Основной тип *негерметичного насоса* — геликоидальный с прямоугольной или трапециевидной нарезкой винтов. Так как форма профиля не обеспечивает герметичного разобщения камер нагнетания и всасывания, то для сокращения паразитных перетечек увеличивают число винтов и уменьшают шаг нареза.

На судах геликоидальные насосы применяются как грузовые, циркуляционные, масляные и водяные, пожарные, балластные,

уравнительные и дифферентовочные, топливо- и маслоперекачивающие, форсуночные.

На рис. 5.10 изображен трехвинтовой герметичный насос с односторонним подводом жидкости. Средний винт 1 является ведущим, а два боковых 4 — ведомыми. Нарезанные части винтов заключены в обойму 5, в которой они вращаются как в подшипниках с небольшими зазорами. Для разгрузки винтов от действия осевых сил, возникающих при работе насоса, у торца ведущего винта предусмотрен разгрузочный поршень 2, а у торцов ведомых винтов — разгрузочные стаканы 3. Ведущий винт по сравнению с ведомыми более массивный, так как он несет основную нагрузку в рабочем процессе.

Геометрические соотношения нарезок винтов выбраны так, что обеспечивается не только герметичность рабочих органов, но и отсутствие передачи крутящего момента с ведущего винта на ведомые. Ведомые винты не производят полезной работы, а служат только в качестве уплотнений, препятствующих перетеканию жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания, и в процессе нормальной работы вращаются не в результате взаимодействия с ведущим винтом, а благодаря давлению перекачиваемой жидкости

Винтовые насосы, используемые для грузовых и зачистных операций, по положению осей могут быть горизонтальными или вертикальными с осевым или боковым расположением приемных патрубков. Винтов в большинстве случаев два (ведущий и ведомый) или три (ведущий и два ведомых). На танкерах используют преимущественно двухпоточные винтовые насосы, у которых жидкость подводится с двух сторон и движется к нагнетательной полости, расположенной в средней части корпуса насоса, двумя встречными потоками.

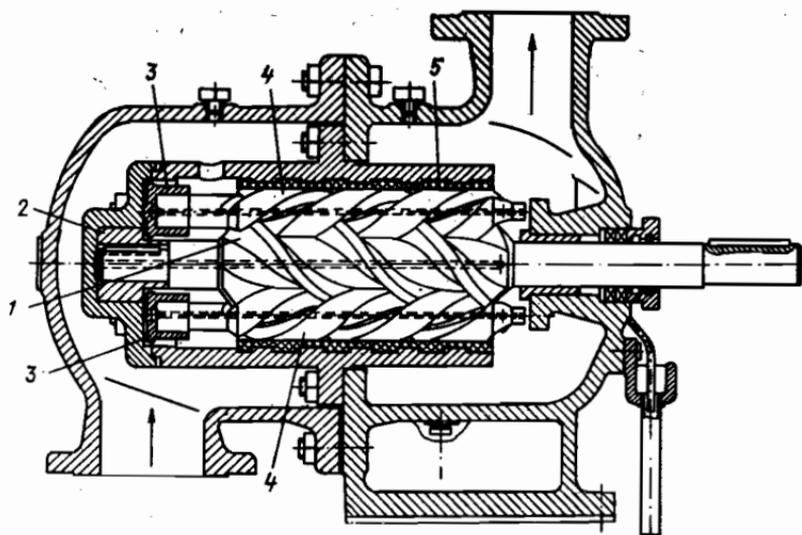


Рис. 5.10. Конструкция трехвинтового насоса с односторонним подводом жидкости

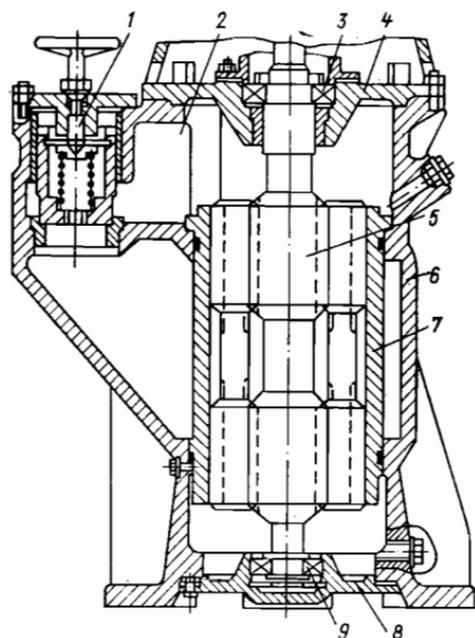


Рис. 5.11. Конструкция вертикального трехвинтового насоса ЭМН 355/4,5

денные трущиеся поверхностей уплотнения, а также смазка подшипников и рабочих винтов производится перекачиваемой жидкостью.

Схема грузового герметичного насоса марки ВС-200 с циклоидальным профилем винтов представлена на рис. 5.12. Особенности этого насоса заключаются в осевом всасывании жидкости и устройстве зарубашечного пространства 8 в корпусе 1 для его обогрева при перекачивании высоковязких нефтепродуктов. Ведущий 4 и ведомые 3 винты помещены в смежные параллельные отверстия обоймы 2. Винты сдвоенные с двумя нарезками. Положение ведущего винта в корпусе зафиксировано радиальным шариковым подшипником 5, который установлен в боковой крышке 6. Уплотнение 7, расположенное со стороны выходного конца вала, служит для исключения подсоса воздуха во всасывающую полость, а также для устранения утечек жидкости вдоль ведущего винта при работе насоса с подпором на всасывании и при его остановках.

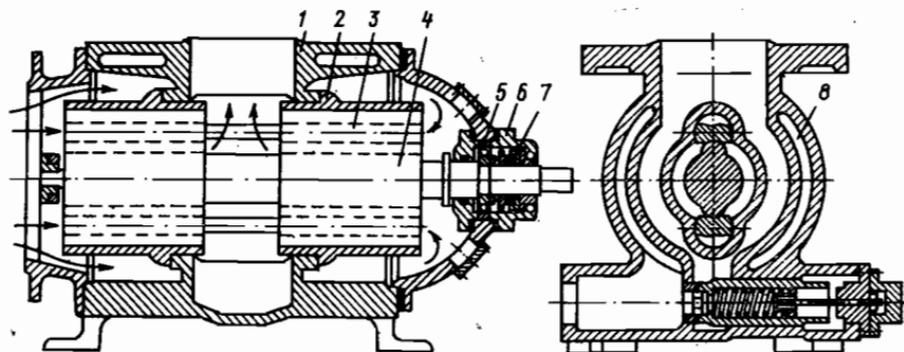


Рис. 5.12. Конструктивная схема грузового насоса марки ВС-200

На рис. 5.11 показано устройство вертикального трехвинтового герметичного насоса ЭМН 355/4,5, предназначенного для перекачивания масла, с подачей 355 м³/ч и давлением нагнетания 0,45 МПа. Насос состоит из корпуса 6, за одно целое с которым отлиты всасывающий и напорный патрубки, обоймы 7 для винтов 5, верхней 4 и нижней 8 крышек, в которых размещены шариковые подшипники 3 и 9, и торцового уплотнения (не показанного на чертеже). Для защиты приводного двигателя и насоса последний снабжен предохранительно-перепускным клапаном 1, обеспечивающим полный перепуск жидкости из напорной полости во всасывающую 2, если давление достигнет 0,6 МПа. Винты насоса имеют по две противоположно направленные нарезки с циклоидальным профилем. Подшипник воспринимает радиальную нагрузку от привода на ведущий винт 5 и ограничивает осевое перемещение комплекта винтов. Нижний подшипник 9 служит только опорным. Охлаждение трущихся поверхностей уплотнения, а также смазка подшипников и рабочих винтов производится перекачиваемой жидкостью.

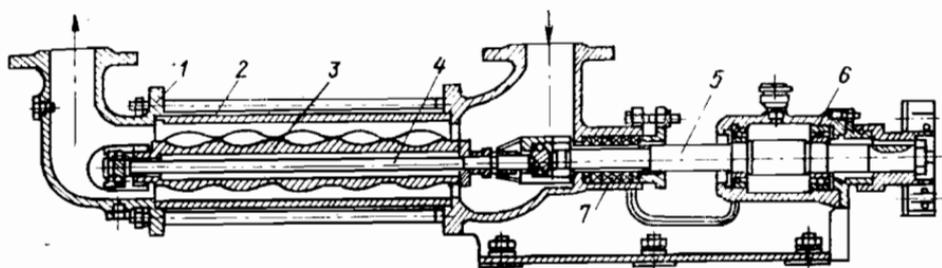


Рис. 5.13. Конструкция одновинтового насоса:

1 — корпус; 2 — обойма; 3 — винт; 4 — карданный вал; 5 — приводной вал; 6 — подшипник; 7 — уплотнение

Одновинтовой герметичный насос кинематически представляет собой инверсированную схему героторного, т. е. шестеренного насоса с внутренним зацеплением, разница в числе зубьев шестерен которого равна единице. Такие схемы могут быть выполнены с числом зубьев 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4 и т. д. Однако оптимальным является вариант 1 и 2, в котором роль шестерни с одним зубом выполняет однозаходный винт, а роль шестерни с двумя зубьями с внутренним зацеплением — двухзаходная обойма.

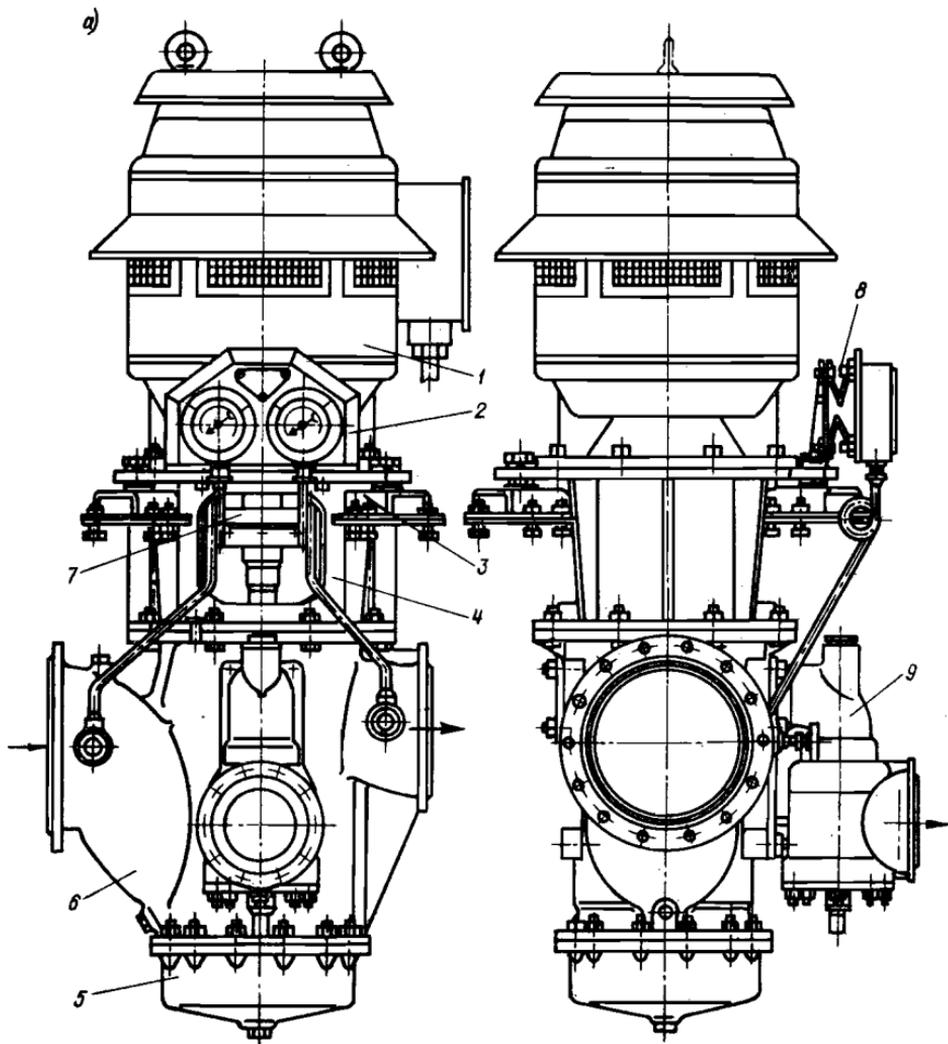
Одна из типовых конструкций одновинтовых насосов показана на рис. 5.13. В процессе работы насоса перекачиваемая жидкость заполняет свободные пространства между винтом и обоймой, геометрически изолированными по причине непрерывного взаимного соприкосновения, и перемещается винтом вдоль его оси в камеру нагнетания. Во всех схемах насосов возникающие осевые усилия передаются на радиально-упорные подшипники или опорные подшипники скольжения особой конструкции.

Обойма обычно выполняется упругой (из резины), но может быть и жесткой. Винт в упругой обойме может иметь зазор или натяг. При жестких обоймах, изготовленных из различных материалов, сплавов и других жестких материалов, между винтом и обоймой образуется только зазор, величина которого для каждого насоса определяется в зависимости от точности изготовления винта и обоймы.

Преимущества *пятивинтовых герметичных насосов* перед трехвинтовыми с циклоидальным зацеплением при прочих равных условиях, за исключением КПД и давления всасывания, следующие: меньшие габариты и масса, меньший диаметр винтов, малая высота профилей нарезки и надежная работа при подаче жидкости благодаря гарантированному зазору между винтами и обоймой корпуса.

На рис. 5.14 показаны общий вид (рис. 5.14, а) и продольный разрез (рис. 5.14, б) пятивинтового электронасоса с подачей $Q = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $n = 50 \text{ с}^{-1}$, вертикальным расположением винтов и боковым всасыванием.

Электродвигатель 1 и корпус б насоса с крышкой 5 присоединены к верхнему и нижнему фланцам промежуточного фонаря 4, внутри которого расположена



соединительная муфта 7. Амортизаторы 3 установлены между фундаментом насоса и верхним фланцем фонаря для снижения уровня вибраций, передающихся от насоса на фундамент. Предохранительно-перепускной клапан 9 расположен на корпусе насоса и при открывании его перекачиваемая жидкость сливается в цистерну. Клапан можно устанавливать как с правой, так и с левой стороны корпуса. Приборная доска 2 с манометром и вакуумметром закреплена при помощи пружинных амортизаторов 8 на верхнем фланце промежуточного фонаря.

В корпусе 6 насоса расположено пять двухзаходных винтов 13 и 14, находящихся между собой в зацеплении, из которых средний 13 ведущий. Винты имеют одинаковые профили и наружный диаметр и различаются лишь шириной впадины и направлением нарезки. В осевом направлении винты фиксируются один относительно другого упорными гребнями 24.

Запрессованные в корпус насоса втулки 11, 16 и обойма 15 имеют каждая по пять цилиндрических расточек одинакового диаметра. В расточки втулок 11 и 16 установлены подшипниковые втулки 12 и 17, которые служат опорами для винтов, а расточки обоймы 15 охватывают с минимальными зазорами профилированные участки винтов.

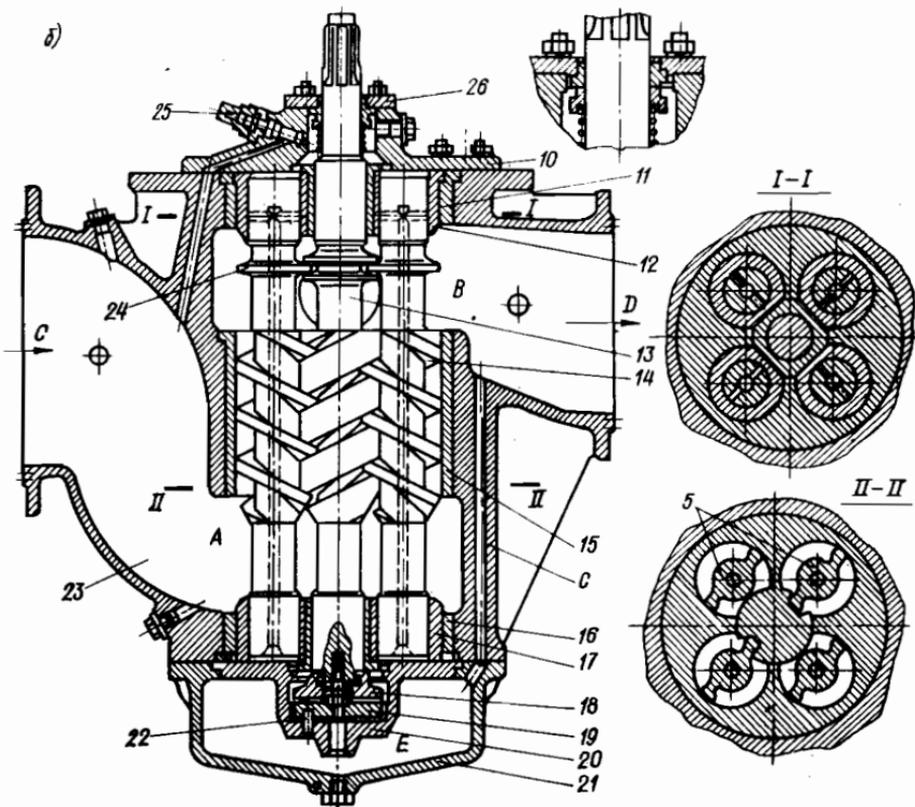


Рис. 5.14. Общий вид и продольный разрез пятивинтового электронасоса

Нижняя 21 и верхняя 10 крышки насоса вместе с корпусом образуют камеру всасывания А и камеру нагнетания В, сообщающиеся с патрубками всасывания 23 (С) и нагнетания D.

Полость E в нижней крышке 12 насоса заполняется перекачиваемой жидкостью и обеспечивает подачу смазки к подшипникам винтов при запуске насоса, а упорная пята 18 с радиальными канавками и подпятником 19 воспринимает осевое усилие, действующее на винты, вследствие разности давлений в камерах нагнетания и всасывания. Гидравлическое уравнивание винтов в осевом направлении достигается за счет давления перекачиваемой жидкости, подводимой к нижним торцам винтов из камеры нагнетания (поз. 20 — корпус подпятника; 22 — штифт).

В верхней крышке 10, через которую проходит приводной конец ведущего винта 13, устанавливают торцовое уплотнение 26 с шариковым клапаном 25 или винтовой отражатель.

В зависимости от предъявляемых к насосам требований корпуса выполняют сварными, сварно-литыми и литыми из стали, чугуна или бронзы. Втулки могут быть изготовлены из стального проката или поковки в зависимости от их размеров. Обойму изготовляют литой из бронзы или из специального антифрикционного чугуна. После запрессовки втулок и обоймы корпус обрабатывают до нужных размеров.

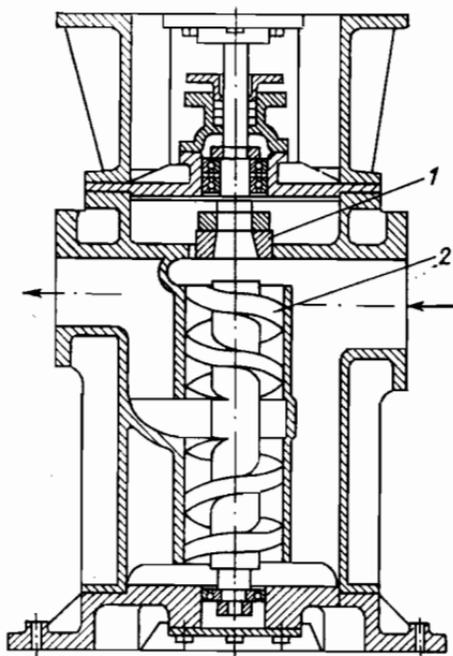


Рис. 5.15. Конструкция насоса с негерметичным профилем зацепления

Диаметральный зазор между расточками в обойме насоса и наружными диаметрами винтов принимают $0,26-0,315$ мм и он должен быть больше диаметрального зазора в подшипниках винтов. Внутренние необработанные поверхности корпуса очищают до чистого металла.

Разъемы между крышками и корпусом насоса уплотняют прокладками из картона, паронита или резиновыми кольцами круглого сечения, заложеными в сделанный для них паз. В корпусах насосов предусматривают отверстия для установки измерительных приборов, заполнения корпуса перекачиваемой жидкостью и дренажа.

Применение насосов с негерметичным профилем обусловлено их способностью перекачивать жидкость с плохими смазочными свойствами или содержащую посторонние частицы небольших размеров. Такие насосы применяются для подачи топлива, в котором могут быть взвешенные частицы, подачи обводненного топлива, а также для перекачивания трюмной воды, проходящей через сепараторы трюмных вод, где недопустимо перемешивание жидкости. Поскольку винты у насосов с негерметичным профилем изготовить значительно проще, чем у насосов с циклоидальным профилем, они используются и для подачи масла. На рис. 5.15 изображен насос с негерметичным профилем зацепления. Чтобы обеспечить отсутствие контакта между поверхностями винтов 2, в насосе предусмотрена рабочая пара шестерен 1 для передачи крутящего момента. Необходимость введения в конструкцию такой синхронизирующей пары шестерен объясняется также следующим: для уменьшения утечек через зазоры должно быть увеличено число витков; чтобы длина винтов не была чрезмерной, шаг нарезки уменьшают, и в этом случае угол подъема резьбы будет меньше угла самоторможения, при котором передача вращения невозможна.

У двухпоточного насоса масло подводится с двух сторон, захватывается винтами и нагнетается к середине винтов, откуда поступает в напорную часть.

Материалы для винтовых насосов. Винты масляных насосов обычно изготавливают из стали 45 с термообработкой. Для корпу-

сов преимущественно используются СЧ18-36, СЧ21-4Р, стальное литье, алюминиевые сплавы. Обоймы масляных насосов выполняются из бронзы марки Бр.03Ц7С5Н1. Материалом обойм одновинтовых насосов обычно служат резины различных марок.

В процессе литья под давлением или в случае прессования в обоймах с рабочей поверхностью из резины или пластмассы происходит прикрепление материала к подготовленной для этого поверхности трубы. Для таких обойм необходим формирующий стержень с винтовой поверхностью, обрабатываемой на токарном или затыловочном станках. Выбор марки резины для обойм определяется следующими основными факторами:

- 1) химическими свойствами перекачиваемых жидкостей и их взаимодействием на резину (резины кислотостойкие, водостойкие, нефтестойкие и др.);
- 2) наличием в жидкости механических примесей, их абразивностью и величиной отдельных частиц;
- 3) величиной развиваемого насосом давления нагнетания и температурой перекачиваемой жидкости;
- 4) частотой вращения двигателя, эксцентриситетом и массой винта.

В отечественной практике производства одновинтовых насосов с упругими обоймами применяют главным образом синтетические резины. При наличии в жидкости механических примесей обычно стремятся использовать менее твердые (40—60 ед. по Шору) и более упругие резины. Для повышенных давлений и чистых жидкостей применяют преимущественно резины с твердостью 75—95 ед. по Шору.

Резины подбирают по техническим условиям, в которых указаны их марки, характеристики и технические требования. Для повышенных давлений и чистых жидкостей используют резины марки 3466 с твердостью 78—85 ед. по Шору.

В насосах высокого давления для нефти, содержащей весьма малое количество твердых примесей, применяют нефтестойкие резины с твердостью 80—95 ед. по Шору и резины марки 4004 с твердостью 75—90 ед., имеющие сопротивление на разрыв не менее 10 МПа и остаточные деформации после разрыва 20 %.

Для насосов, работающих на чистой воде и воде с механическими примесями, используют водостойкие резины марок 93 и 8170 с твердостью 60—70 ед. по Шору. Продолжаются работы по созданию резин новых марок, наиболее полно удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям.

В насосах низкого давления часто применяют металлические обоймы, называемые жесткими. В этом случае требуется строгое соблюдение всех элементов геометрии рабочей поверхности. При небольших отклонениях длины шага и диаметра от расчетных, даже в случае значительного первоначального зазора и короткой обоймы, винт трудно ввести в обойму и при работе такая пара быстро изнашивается. При соответствующем подборе материала

для обоймы и винта и высокой точности изготовления металлические обоймы могут работать продолжительное время. Они представляют собой как бы подшипники скольжения, смазываемые перекачиваемой жидкостью.

В табл. 5.5—5.8 приведены технические данные по винтовым насосам.

Насосы с эксцентричным вытеснителем. Насосы с эксцентричным вытеснителем значительно компактнее поршневых и обеспечивают достаточно равномерную подачу без применения воздушных колпаков. Они хорошо зарекомендовали себя при перекачивании нефти и вязких нефтепродуктов. Как показали результаты испытаний, насосы этого типа могут надежно работать при вакуумметрической высоте всасывания до 6,5—7 м вод. ст. Их целесообразно использовать для перекачивания высоковязких жидкостей при давлении нагнетания до 0,8—1,0 МПа.

На рис. 5.16 показан судовой нефтеперекачивающий насос с эксцентричным вытеснителем, выполненный сдвоенным. В корпусе 3 насоса имеются два эксцентричных вытеснителя 2 и 4. Первый приводится в движение цапфой 1, а второй — эксцентричной шейкой 6 вала 5 насоса. Вытеснитель 2 ходит по перегородке 8. Жидкость всасывается через окно 9. Чтобы попавшие в жидкость твердые частицы не могли вызвать поломку насоса, установлены пружины 7. Насос приводится в действие от электродвигателя постоянного тока через зубчатый редуктор. Весь агрегат, состоящий из насоса, зубчатого редуктора и электродвигателя, смонтирован на общей фундаментной раме.

Основные технические данные насоса

Подача, м ³ /ч	170
Давление нагнетания, МПа	0,3
Вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.	7
Частота вращения насоса, с ⁻¹	5,2
Мощность, кВт	45
Масса агрегата, кг	1950
Габаритные размеры агрегата, мм:	
длина	2650
ширина	980
высота	1000

На рис. 5.17 изображен котельный топливный насос с эксцентричным вытеснителем. Насос приводится в действие от турбины (на рисунке не показана) через редуктор и характеризуется следующими данными:

Подача, м ³ /ч	10
Давление нагнетания, МПа	2
Частота вращения, с ⁻¹ :	
насоса	4,2
турбины	53

В корпусе 2 насоса находится вал 16, опирающийся на роликоподшипники 7 и 18. Часть вала, расположенная между роликоподшипниками, обработана так, что три ее грани имеют плоскую поверхность, а четвертая — цилиндрическую. На эту часть вала надет эксцентрик 6, состоящий из двух частей, связанных тремя винтами 5. Эксцентрик при своем вращении действует на вытеснитель 3 через

Таблица 5.5
Технические характеристики некоторых винтовых насосов
отечественного производства

Марка насоса	Основной диаметр винтов, мм	Ход винта, мм	Число ходов в обьеме	Теоретическая подача Q_T , м ³ /ч	Действительная подача Q_D , м ³ /ч	Давление нагнетания P_H , МПа	Частота вращения n , с ⁻¹	Объемный КПД	Общий КПД
НВВ-1,4	15	50	6,2	2,18	1,6	10,0	46	0,735	0,7
НВВ-1,4М	15	50	6,2	2,45	2,1	4,0	49	0,85	0,55
ЭНН-2,4	18	60	3,3	4,07	3,0	2,5	47	0,74	0,67
ВВ-2,4	18	60	6,17	4,94	3,0	10,0	57	0,61	—
ЭНН-7	22,5	75	5,2	8,31	7,0	1,0	48,5	0,84	—
ЭМН-10-1АА	27	90	2,0	14,2	12,0	1,0	48,5	0,84	—
ВН-25	39	130	1,31	42,6	33,8	0,45	48,0	0,79	0,76
ЭМВН-6Л	42	140	1,53	27	23	2,5	24	0,86	—
ЭМН 11/1	66	132	1,51	63	54	0,8	24	0,885	0,75
ЭМН 5/1	78	156	1,54	103	90	0,4	24	0,87	0,73
МВН-25Л	66	220	1,6	105	90	2,5	24	0,86	—
ВС-100	78	156	1,67	106	100	2,5	25	0,94	0,71
ВС-1-18×2	78	156	1,67	213	200	2,0	25	0,94	—

Примечание. Все насосы, за исключением ВС-1-18×2, выполнены с односторонним подводом жидкости.

Таблица 5.6
Технические характеристики некоторых винтовых
насосов фирмы ИМО

Марка насоса	Основной диаметр винтов, мм	Ход винта, мм	Число ходов в обьеме	Теоретическая подача Q_T , м ³ /ч	Действительная подача Q_D , м ³ /ч	Давление нагнетания P_H , МПа	Частота вращения n , с ⁻¹	Объемный КПД	Общий КПД
ААА-15-3	9	30	1,5	0,516	0,366	1,5	48	0,71	0,51
АНА-15-6	9	30	3	0,516	0,30	6,0	48	0,58	0,46
ААА-20-3	12	40	1,5	1,23	0,976	1,5	48	0,79	0,41
АНА-25-4	15	50	2	2,40	1,56	4,0	48	0,65	0,55
АН-32-6	19,2	64	3	5,00	4,2	4,0	48	0,84	0,43
АНА-38-4	22,8	76	2	8,45	6,6	4,0	48	0,78	0,77
АНА-45-4	27	90	2	14	11,4	4,0	48	0,82	0,705
ААС-70-8	42	140	1,5	26,3	22,8	2,0	24	0,87	0,67
ААС-60-3	36	120	1,5	33	30,6	2,0	48	0,93	0,685
АВВ-90-3	54	180	1,5	56,4	54	0,60	25	0,96	0,6
АС-90-6	54	180	3	56	48	6,0	24	0,86	0,64
АВВ-110-3	66	220	1,5	105	99	0,60	25	0,94	0,6
АВВ-140-3	84	280	1,5	141	133	0,6	16	0,94	0,65
АВ-110-3	66	220	1,5	210	199	0,6	25	0,95	0,6
АВВ-160-3	96	320	1,5	211	200	0,66	16	0,95	0,63

Примечание. Все насосы, за исключением АВ-110-3, выполнены с односторонним подводом жидкости.

Технические характеристики некоторых винтовых насосов производства ВНР, ЧССР и ГДР

Марка насоса	Страна-изготовитель насоса	Основной диаметр винтов, мм	Ход винта, мм	Число ходов в обьеме	Теоретическая подача Q_T , м ³ /ч
15-2-3К	ВНР	9	30	3	0,522
32-2-3К	»	19,2	32	3	2,53
32-2-6М	»	19,2	32	5	2,53
ОС-36-12	ЧССР	16,8	56	2,145	4
32-2-2АР	ВНР	19,2	32	2	2,53
32-2-2К	»	19,2	64	2	5,06
32-2-3К	»	19,2	64	3	5,06
T-40	ЧССР	22,8	76	3,5	8,6
45-2-6М	ВНР	27	45	6	7,05
45-2-2К	»	27	90	2	14,1
45-2-5М	»	27	90	5	14,1
ОС-380-80	ЧССР	33	110	1,64	26,8
ЗТ13Н264×132/16	ГДР	38,4	132	1,2	42,4
З-593×175/16	»	55,8	175		59
T-630	ЧССР	57	190	3,4	67
З-Н31 125×236/10	ГДР	75	236	1,11	144
ЗТ13Н115×217/10	»	69	217	1,27	223

Марка насоса	Действительная подача Q_d , м ³ /ч	Давление нагнетания P_H , МПа	Частота вращения n , с ⁻¹	Объемный КПД	Общий КПД
15-2-3К	0,4	6,0	48	0,77	0,53
32-2-3К	1,8	6,0	24	0,71	0,67
32-2-6М	1,72	15,0	48	0,68	0,62
ОС-36-12	2,5	4,0	50	0,63	—
32-2-2АР	2,16	1,5	48	0,85	0,71
32-2-2К	4	3,0	24	0,78	0,68
32-2-3К	4,2	6,0	48	0,82	0,67
T-40	7,2	8,0	49	0,84	0,76
45-2-6М	5,65	12,0	48	0,8	0,7
45-2-2К	12,2	3,0	24	0,865	0,68
45-2-5М	12,4	12,0	48	0,88	0,64
ОС-380-80	25	7,0	50	0,935	—
ЗТ13Н264×132/16	31,5	1,6	25	0,74	0,70
З-593×175/16	50	1,6	25	0,85	0,63
T-630	59,5	8,0	25	0,89	0,80
З-Н31 125×236/10	125	1,0	25	0,87	0,70
ЗТ13Н115×217/10	200	1,0	25	0,9	0,72

Примечание. Винтовые насосы марок 32-2-3К, 32-2-2К и ЗТ13Н264×132/16 выполнены с двухсторонним подводом жидкости, все остальные — с односторонним.

Таблица 5.8

Технические данные отечественных винтовых негерметичных насосов разных марок

Характеристика	2ВВ 500/10	2ВВ 320/10	2ВВ 200/10	2ВВ 63/4	2ВВ 25/4	2ВВ 10/4	2ВВ 5/60	2ВВ 5/5
Подача, м ³ /ч (10 ⁻⁴ м ³ /с)	500 (1388)	320 (888,9)	200 (555,6)	63 (175)	25 (69,4)	10 (27,8)	5 (13,9)	5 (13,9)
Давление нагнетания, МПа	6—10	6—10	6—10	4	4	4	60	5
Частота вращения, с ⁻¹	24	24	24	24	24	24	12	12
Вакуумметрическая высота всасывания, м	7	7	7	—	—	—	—	—
Потребляемая мощность, кВт	300	170	110	11,8	4,5	1,92	18	1,7
Габариты, мм:								
длина	3770	3410	2940	880	1460	1000	2130	2336
ширина	1290	1190	1010	780	480	384	546	816
высота	1445	1390	1195	1810	430	375	686	585
Масса, кг	6800	5000	3500	640	359	207	800	450

игольчатый подшипник 4. На рисунке вытеснитель показан в крайнем верхнем положении.

Диск вытеснителя движется между корпусом 2 и крышкой 1 насоса. Вытеснитель скользит своей прорезью по перегородке 12 и, поскольку при этом происходит качание вытеснителя, края прорези могут быстро разрабататься и в этом месте возможно нарушение герметичности. Для предотвращения разработки предусмотрено специальное направляющее устройство. В нижний край диска вытеснителя ввернут и закреплен палец 14, на который надета втулка 13, а на нее — ползун 15. Ползун скользит в углублении, сделанном в крышке насоса, так, что качание диска происходит относительно оси пальца.

На случай возникновения осевого усилия, направленного вправо, насос снабжен шариковым осевым подшипником 11. Ту же роль при сдвиге вала влево выполняют подушки 17.

Смазка к подшипникам — шариковому 11 и роликовому 7, а также к грунтовой бунке 10 подается из масленки, закрепленной у отверстия 9. Смазка к роликовому подшипнику 18 и подушкам 17 подается из масленки 19.

Для предохранения насоса от повреждения в случае попадания под вытеснитель твердых частиц установлено следующее приспособление. На верхнюю плоскую грань вала 16 положена планка 21, не заполняющая всего пространства между валом и отверстием в эксцентрик. В теле эксцентрика слева и справа высверлено по цилиндрическому углублению, против которых сделаны углубления и в планке 21. В эти углубления вставлены спиральные достаточно жесткие пружины 20. Благодаря пружинам связь между эксцентриком и валом становится эластичной, допускающей некоторое смещение эксцентрика по плоским граням вала.

Для поддержания давления мазута постоянным установлен клапан. При повышении давления мазута сверх установленного (например, в случае уменьшения расхода в форсунках при неизменной частоте вращения) клапан 8 откроется и, перепустив часть мазута во всасывающее пространство, понизит давление нагнетания.

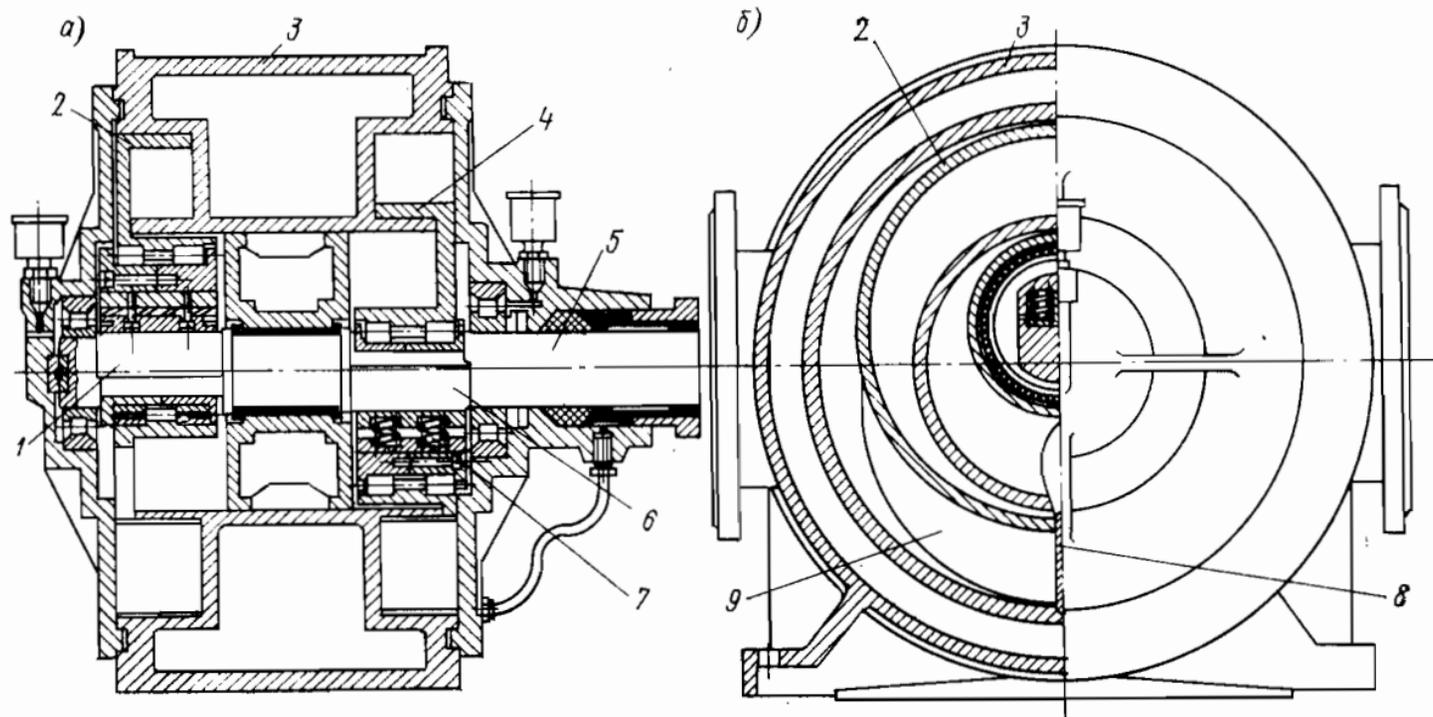


Рис. 5.16. Конструкция нефтеперекачивающего насоса с эксцентричным вытеснителем:

1 — цапфа; 2, 4 — эксцентричные вытеснители; 3 — корпус насоса; 5 — вал насоса; 6 — эксцентричная шейка; 7 — пружины; 8 — перегородка; 9 — окно

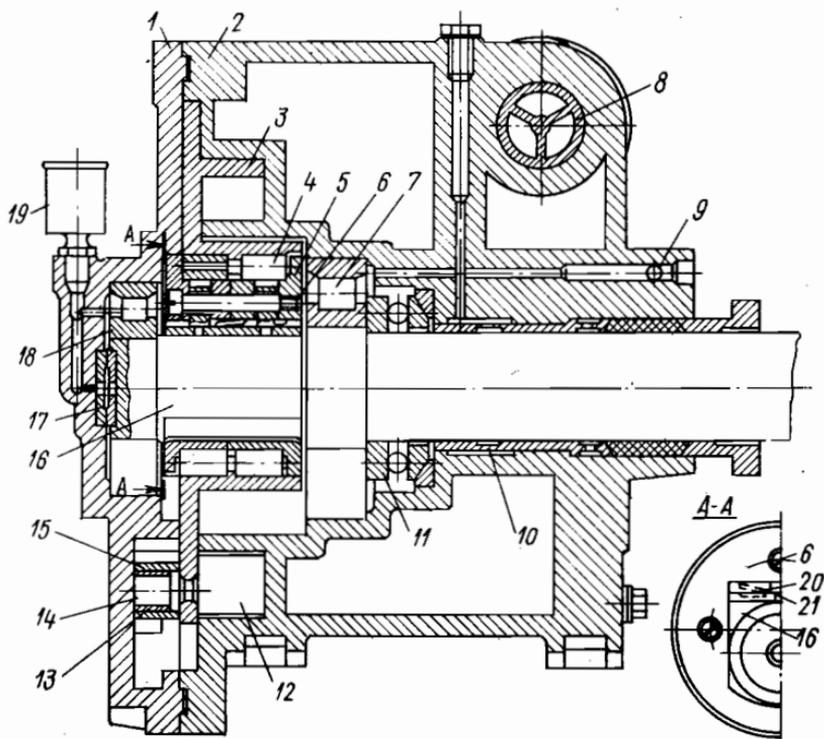


Рис. 5.17. Конструкция котельного топливного насоса с эксцентричным вытеснителем

Материалы для изготовления деталей насосов. Для изготовления корпусов и крышек насосов применяют серый чугун марок СЧ18-36 и СЧ21-40. Материалом для валов обычно служит углеродистая качественная конструкционная сталь марки 45.

Вытеснители целесообразно изготавливать из бронзы. Хорошими антифрикционными свойствами обладает бронза (Бр. 05Ц5С5).

Клапаны насосов и их седла выполняют из сталей марок 45 и 40. Для изготовления пружин применяют стальную углеродистую проволоку. Механические свойства указанных материалов приведены в прилож. 1.

Неисправности роторных насосов. Характерные неисправности роторных насосов и способы их устранения следующие:

Причина неисправности

Способ устранения

Насос не засасывает жидкость

Насос не залит жидкостью; закрыта задвижка на всасывании; засорен приемный фильтр; значительный подсос воздуха; чрезмерная высота всасывания

Залить насос перекачиваемой жидкостью; открыть задвижку; очистить фильтр; проверить соединения всасывающей части; устранить неплотности, уменьшить высоту всасывания

Насос не обеспечивает спецификационной подачи

Неправильно отрегулирован предохранительно-перепускной клапан; клапан заело или он загрязнен; двигатель не развивает требуемой частоты вращения; повышенные зазоры в насосе

Отрегулировать клапан; устранить заедание; очистить клапан; довести частоту вращения до нормальной; заменить изношенные детали

Повышена потребляемая мощность

Большая вязкость перекачиваемой жидкости

Уменьшить вязкость или частоту вращения насоса

Вибрация насоса

Нарушена центровка валов насоса и двигателя

Проверить крепление агрегата и центровку

Сильная течь сальника

Изношены манжеты или набивка в торцовом уплотнении; ослаблена пружина; резиновое уплотнительное кольцо неплотно сидит на валу; износ и задиры трущихся поверхностей

Заменить манжеты или набивку; заменить пружину, кольцо; зачистить и притереть поверхности опорного и уплотнительного колец

Значительные колебания стрелок манометра или мановакуумметра

Неплотности и подсос воздуха

Проверить герметичность всасывающего тракта, устранить неплотности; уменьшить высоту всасывания; отрегулировать клапан на заданное давление

Стрелка мановакуумметра стоит на нуле при работающем насосе

Неисправен прибор; подсос воздуха

Заменить прибор; устранить подсос воздуха

ГЛАВА 6. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

6.1. Поршневые насосы

Схема насоса с поршнем одностороннего действия и его теоретическая индикаторная диаграмма приведены на рис. 6.1. При движении поршня вправо полость цилиндра со стороны клапанной коробки увеличивается и заполняется жидкостью, поступающей из приемной трубы через всасывающий клапан. При этом давление в клапанной коробке ниже атмосферного, что объясняется гидравлическим сопротивлением всасывающего тракта, а также расположением поверхности всасываемой жидкости (в данном случае ниже оси цилиндра) и низким давлением над этой поверхностью.



Рис. 6.1. Схема поршневого насоса (а), теоретическая индикаторная диаграмма (б) и реальная индикаторная диаграмма (в)

Изменение давления на протяжении всего хода поршня на право изображено линией всасывания 4—1 (рис. 6.1, б). В точке 1 поршень изменяет направление движения на обратное и всасывающий клапан автоматически закрывается, в клапанной коробке происходит резкое повышение давления до величины давления подачи. Этот процесс изображен линией 1—2. В момент, когда давление повышается до p_2 , разность давлений под клапаном и над ним преодолевает массу и натяжение пружины напорного клапана и он открывается. При равномерном движении поршня от точки 2 влево подача жидкости происходит при постоянном давлении p_2 . В крайнем левом положении поршень снова меняет направление движения. При этом давление в клапанной коробке резко падает по линии 3—4, напорный клапан k_2 (рис. 6.1, а) закрывается и открывается всасывающий клапан k_1 . Диаграмма давлений, называемая индикаторной диаграммой, замыкается.

Индикаторная диаграмма показывает, как меняется давление в цилиндре и клапанной коробке насоса на протяжении двух ходов поршня. Площадь индикаторной диаграммы измеряется в Дж/м² и, следовательно, представляет собой работу поршня за два хода, отнесенную к 1 м² его поверхности. Действительная индикаторная диаграмма (рис. 6.1, в) отличается от теоретической в основном наличием колебаний давления в начале всасывания и в начале подачи. Эти колебания обусловлены влиянием инерции клапанов насоса и прилипанием плотно притертых поверхностей к их седлам. Поэтому, например, в момент отрыва от седла напорного клапана в клапанной коробке должно создаваться повышенное давление, вызывающее силу, способную преодолеть инерцию клапана и оторвать клапан от седла. Как только клапан открывается, давление в клапанной коробке резко снижается и клапан делает несколько быстрых колебаний в потоке жидкости; при этом он дросселирует поток, вызывая колебания давления в клапанной коробке, отражающиеся на линии подачи индикаторной

диаграммы. На форму линий всасывания и подачи оказывают заметное влияние также силы инерции жидкости, поступающей в цилиндр или уходящей из него при неравномерном движении поршня.

Максимальный объем рабочей камеры

$$V_{p. \kappa \max} = V_{p. \kappa} + V_{вр} = (1 + \alpha) V_{p. \kappa},$$

где $V_{p. \kappa}$ — рабочий (полезный) объем цилиндра (объем, описываемый поршнем за один ход); $V_{вр}$ — объем вредного пространства (объем между клапанами и крайним ближним положением поршня); α — относительный объем вредного пространства, $\alpha = V_{вр}/V_{p. \kappa}$.

Поршень насоса приводится в движение от двигателя либо при помощи кривошипно-шатунного механизма (приводные насосы), либо непосредственно через общий шток. Насосы, имеющие последний привод, носят название прямодействующих. В качестве рабочего тела в прямодействующих насосах обычно используется пар.

Если поршень совершает в минуту n двойных ходов, то теоретическая подача рассматриваемого насоса будет равна

$$Q_T = FS_n/60,$$

где F — площадь поршня; S — ход поршня. Практика показывает, что действительная подача Q_d меньше, чем Q_T . Это происходит по следующим причинам.

Во-первых, в реальном насосе всегда имеют место некоторые утечки жидкости, обусловленные неплотностями в клапанах, сальниках и уплотнениях поршня, а также несвоевременным закрытием клапанов. Утечки учитываются коэффициентом утечек η'_0 .

Во-вторых, в рабочую камеру насоса вместе с жидкостью может проникать некоторое количество воздуха (например, во время всасывающего хода через неплотности всасывающего трубопровода или сальников). Кроме того, воздух может содержаться в перекачиваемой жидкости и выделяться из нее в разреженном пространстве рабочей камеры. Понятно, что объем, занятый в рабочей камере воздухом, не может быть заполнен жидкостью в период всасывания. Этим и объясняется влияние воздуха, попадающего в насос, на уменьшение действительной подачи по отношению к теоретической. Это уменьшение учитывается коэффициентом наполнения η''_0 .

На величину коэффициента наполнения η''_0 большое влияние оказывает величина объема вредного пространства $V_{вр}$.

Отношение действительной подачи насоса к теоретической называется *коэффициентом подачи* или *объемным КПД*, который обозначается η_0 . Таким образом,

$$\eta_0 = Q/Q_T = \eta'_0 \eta''_0.$$

Коэффициент подачи зависит от размеров насоса, качества уплотнений в насосе, свойств перекачиваемой жидкости и других причин. Обычно η_0 лежит в пределах 0,85—0,98, причем меньшие значения относятся к малым насосам. В малых насосах потери через неплотности составляют большую долю подачи, чем в крупных насосах.

Действительная подача насоса

$$Q_d = Q_T \eta_0.$$

Работа, затрачиваемая в поршневом насосе. Для насоса любой кратности действия индикаторная работа, совершаемая за один оборот вала, равна

$$R_i = k\gamma FaSH_i,$$

где $a = 1 - f_{ш}/(2F)$ для насосов, состоящих из цилиндров простого действия, $a = 1$; $f_{ш}$ — площадь штока.

Зная работу за один оборот вала, определяем теоретическую индикаторную мощность насоса

$$N_{iT} = \frac{R_i n}{60} = \frac{k\gamma FaSH_i n}{60} = \gamma Q_T H_i.$$

Действительная индикаторная мощность

$$N_i = \gamma \eta_0'' Q_T H_i,$$

где η_0'' — коэффициент наполнения; $H_i = H + H_w$; H_i — индикаторный напор, H — напор насоса; H_w — напор, теряемый на гидравлическое сопротивление собственно в насосе.

Потери и коэффициенты полезного действия. Все потери энергии в насосе делятся на объемные, гидравлические и механические и характеризуются соответствующими КПД.

Объемные потери. Эти потери характеризуются

$$\eta_0 = Q/Q_T = \eta_0' \eta_0'',$$

где η_0' — коэффициент утечек; η_0'' — коэффициент наполнения
Абсолютная величина объемных потерь

$$Q_{об} = Q_T - Q.$$

С другой стороны, можно написать

$$Q_{об} = Q'_{об} + Q''_{об}.$$

где $Q'_{об}$ — уменьшение подачи, вызванное утечками жидкости через неплотности и зазоры; $Q''_{об}$ — уменьшение подачи, обусловленное присутствием воздуха во всасываемой жидкости.

Потери $Q'_{об}$ учитываются коэффициентом утечек η_0' . Они связаны с поглощением энергии, так как вместе с утекающей жидкостью теряется мощность, переданная ей поршнем. Потери $Q''_{об}$ не связаны с затратами энергии и учитываются коэффициентом наполнения η_0'' .

Из вышеизложенного следует, что

$$\eta'_0 = Q/(Q + Q'_{00})$$

и

$$\eta''_0 = (Q + Q'_{00})/Q_T = (Q_T - Q''_{00})/Q_T.$$

Выражение для η''_0 можно представить в следующем виде:

$$\eta''_0 = 1 - (1 + \alpha) \left(\frac{V_0 p_0}{p_B} - \frac{V_B p_B}{p_H} \right),$$

где α — относительный объем вредного пространства; V_0 — относительный объем воздуха на единицу объема жидкости при начальном давлении p_0 в приемном резервуаре; $V_{вс}$ — относительный объем воздуха на единицу объема жидкости при давлении p_B в рабочей камере при всасывающем ходе поршня; p_H — давление в рабочей камере при нагнетательном ходе поршня.

Коэффициент η'_0 обычно берется по практическим данным. В хорошо выполненных крупных и средних насосах общего назначения η'_0 близок к коэффициенту подачи η_0 и имеет значения 0,95—0,98. С увеличением напора η'_0 падает.

Для насоса высокого давления η'_0 колеблется в зависимости от свойств перекачиваемой жидкости в пределах от 0,7 до 0,9.

Гидравлические потери. К гидравлическим потерям относятся потери на преодоление гидравлических сопротивлений, связанных с наличием сил трения и местных сопротивлений при движении жидкости от приемного патрубка к напорному, на преодоление сил инерции клапана и на поддержание клапанов во взвешенном состоянии при прохождении жидкости через клапанные решетки и т. д. Эти потери учитываются гидравлическим КПД насоса

$$\eta_r = H/H_i = H/(H + H_w).$$

Отношение полезной мощности N_n к индикаторной мощности N_i называется *индикаторным КПД насоса*

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i} = \frac{QH}{\eta'_0 Q_T H_i} = \eta'_0 \eta_r.$$

Механические потери. К механическим относятся потери на трение между деталями механизма насоса. Механические потери характеризуются механическим КПД

$$\eta_m = N_i/N,$$

где N — мощность, переданная двигателем на вал насоса.

Отношение полезной мощности к мощности, переданной на вал насоса, называется *полным КПД насоса*:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{N_n N_i}{N_i N} = \eta_i \eta_m = \eta'_0 \eta_r \eta_m.$$

КПД приводных насосов обычно лежит в пределах от 0,65 до 0,85.

Насос с двигателем соединяется чаще всего при помощи какой-либо передачи (клиноременной, зубчатого редуктора). КПД передачи должен быть учтен при выборе мощности двигателя.

Для обеспечения длительной непрерывной работы мощность двигателя $N_{дв}$, приводящего насос в движение, следует выбирать с запасом, причем для малых насосов (при $N < 0,08$ кВт) запас мощности принимают обычно от 20 до 50 % и выше, для более крупных насосов его следует принимать от 10 до 15 %. С учетом сказанного выражение для мощности двигателя запишется так:

$$N_{дв} = N/\eta_{пер},$$

где $\eta_{пер}$ — КПД передачи.

Определение главных размеров цилиндра насоса и диаметра его патрубков.

Подача поршневого насоса

$$Q = \eta_0 k F a S n / 60,$$

где F — площадь поршня, m^2 ; S — ход поршня, m ; n — частота вращения коленчатого вала насоса; η_0 — коэффициент подачи; k — число рабочих камер; $a = 1 - (f_{ш}/2F)$; $f_{ш}$ — площадь поршневого штока, m^2 .

Заменив в приведенной формуле площадь F поршня равной ей величиной $\pi D^2/4$, получим

$$Q = \eta_0 \frac{k \pi D^2 a S n}{4 \cdot 60}$$

или

$$Q = \eta_0 \frac{k \pi D^2 a \psi n}{4 \cdot 60},$$

где $\psi = S/D$. Из этой зависимости находим диаметр жидкостного цилиндра (поршня)

$$D = \sqrt[3]{\frac{240Q}{\pi \eta_0 k a \psi n}}.$$

Средняя скорость поршня

$$u_{ср} = S n / 30.$$

Так как $S n = 30 u_{ср}$,

$$Q = \eta_0 \frac{k \pi D^2 a 30 u_{ср}}{4 \cdot 60}.$$

Отсюда

$$D = \sqrt[3]{\frac{8Q}{\pi \eta_0 k a u_{ср}}}.$$

При расчете насосов величины Q и k обычно бывают известными. Для определения размеров цилиндра задаются либо n , ψ , η_0 и a , либо $u_{ср}$, η_0 и a .

Частоту вращения и отношение хода поршня к диаметру цилиндра для приводных насосов, перекачивающих воду, можно принимать согласно данным гл. 4.

Высоким значениям n соответствуют малые значения ψ , а следовательно, и малые S . У особо быстроходных насосов ψ обычно лежит в пределах 0,5—0,2. Высокие значения n при значительных S приводят к опасному увеличению напряжений в деталях кривошипно-шатунного механизма насоса от действия сил инерции. Кроме того, для нормального всасывания насосов требуется, чтобы n уменьшалась с увеличением радиуса кривошипа и, следовательно, хода поршня.

При расчете насосов, предназначенных для перекачивания нефтепродуктов, следует ориентироваться на умеренные значения частоты вращения. При этом необходимо учитывать условия работы насоса в системе, для которой он проектируется.

При выборе средней скорости $u_{\text{ср}}$ поршня, как и при выборе частоты вращения n вала насоса, нужно учитывать свойства перекачиваемой жидкости и требуемую высоту всасывания. Следует иметь также в виду, что чрезмерное увеличение n и $u_{\text{ср}}$ приводит к ухудшению работы клапанов.

У средних приводных насосов, перекачивающих воду, $u_{\text{ср}}$ составляет 0,5—0,9 м/с. У очень крупных насосов $u_{\text{ср}}$ достигает 1,5—2 м/с. Малые насосы работают при скоростях порядка 0,3—0,5 м/с.

Значение коэффициента k стеснения цилиндра штоком поршня для больших насосов лежит в пределах 0,98—0,99 и мало сказывается на размерах цилиндра. При расчете малых и средних насосов с большим напором коэффициентом k пренебрегать нельзя, так как его значение может быть существенно отличным от единицы (0,9—0,95). Для насосов простого действия, а также для насосных агрегатов, состоящих из нескольких насосов простого действия, $k = 1$.

Определив диаметр цилиндра, можно найти ход поршня

$$S = \psi D.$$

Для определения диаметров всасывающего патрубка d_1 и нагнетательного патрубка d_2 напишем уравнение расхода

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} c_1 = \frac{\pi d_2^2}{4} c_2,$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{4Q/(\pi c_1)}$$

и

$$d_2 = \sqrt{4Q/(\pi c_2)},$$

где c_1 — средняя скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса, обычно $c_1 = 1 \div 2$ м/с; c_2 — средняя скорость жидкости в нагнетательном патрубке насоса, обычно $c_2 = 1,5 \div 2,5$ м/с.

Неравномерность всасывания и подачи поршневых насосов. Жидкость всасывается в цилиндр насоса, следуя за движущимся в нем поршнем, и им же вытесняется в напорный трубопровод. Если жидкость несжимаемая и не имеет разрывов, то она строго следует за движением поршня при помощи кривошипно-шатунных механизмов. Однако в большинстве конструкций поршневых насосов осуществляется неравномерное движение поршней. Поэтому, если не предусмотреть специальных мер, жидкость будет двигаться неравномерно во всасывающем и напорном трубопроводах и во всей системе примыкающих к насосу трубопроводов.

Существует несколько способов уменьшения неравномерности движения жидкости в трубопроводной системе, соединенной с насосом. Весьма эффективный способ — применение многоцилиндровых насосов с параллельным включением цилиндров, поршни которых приводятся в движение от общего коленчатого вала. Другой прием заключается в применении воздушных колпаков на всасывающей и напорной трубах близ клапанной коробки насоса. Рассмотрим принцип работы воздушного колпака на всасывающей трубе насоса (см. рис. 6.1).

Короткий патрубок 1, присоединенный к клапанной коробке насоса, окружен верхней расширенной частью 2 всасывающей трубы 3. Воздух, заключенный в цилиндрическом кольцевом объеме между трубами 1 и 2, является упругой средой, выравнивающей скорости жидкости во всасывающей трубе при неравномерном всасывании в клапанную коробку. Если насос не работает, то уровень жидкости занимает среднее положение, указанное на схеме. При работе насоса уровень колеблется между максимальным и минимальным значениями. Воздух при этом изменяет свой объем от V_{\min} до V_{\max} , что вызывает изменение его давления от p_{\max} до p_{\min} .

Работу воздушного колпака характеризуют его степенью неравномерности

$$K_d = (p_{\max} - p_{\min})/p_{\text{ср}}$$

где $p_{\text{ср}}$ — среднее давление воздуха в колпаке,

$$p_{\text{ср}} = (p_{\max} + p_{\min})/2.$$

При достаточно большом объеме воздуха в колпаке поток во всасывающей трубе движется почти с постоянной скоростью; неравномерное всасывание в клапанную коробку компенсируется переменным расходом жидкости из воздушного колпака. Средний объем воздуха в колпаке $V_{\text{ср}}$ можно определить по зависимостям: для насоса простого действия $0,55F_{\text{п}}S/K_d$; двойного действия $0,21F_{\text{п}}S/K_d$; тройного действия $0,009F_{\text{п}}S/K_d$. Значение K_d обычно принимают 0,025.

Методика гидравлического расчета клапанов. Клапаны служат для попеременного соединения рабочей камеры насоса со всасывающим и нагнетательным трубопроводами и разобщения.

В поршневых насосах чаще всего применяются подъемные клапаны с пружинной нагрузкой, называемые самодействующими. Открываются они под давлением протекающей через них жидко-

сти, закрываются под давлением пружины и веса тарелки и пружины.

Из гидравлического расчета определяются основные размеры клапана: диаметр проходного сечения седла, диаметр тарелки, максимальная высота подъема клапана и сила натяжения пружины.

Основное требование, предъявляемое к клапану, — спокойная работа и отсутствие стука при посадке. Появление стука клапана находится в тесной зависимости от скорости c_{κ} , с которой клапан садится на седло. Максимальная скорость, при которой клапан начинает стучать, составляет для воды $c_{\kappa \max} = 60 \div 65$ мм/с. Это накладывает ограничение на выбор максимальной высоты h_{\max} подъема клапана. Посадка клапана происходит без заметного стука, если

$$h_{\max} \pi n / 30 \leq 60 \div 65 \text{ мм/с}$$

или

$$h_{\max} n \leq 10,$$

где h_{\max} в мм; n в с^{-1} . Пользуясь этим выражением, выбирают h_{\max} . Дальнейший расчет ведется с использованием формулы

$$h_{\max} = Fr\omega / (\mu_{\text{и}} l c_{\text{щ}}),$$

где l — длина окружности тарелки клапана; $c_{\text{щ}}$ — теоретическая скорость жидкости в щели клапана (в кольцевом проходе диаметром $d_{\text{т}}$ и высотой h); $\mu_{\text{и}}$ — коэффициент истечения жидкости через щель клапана.

Отсюда

$$l = \frac{Fr\omega}{\mu_{\text{и}} h_{\max} c_{\text{щ}}}. \quad (6.1)$$

После выбора h_{\max} неизвестными величинами в формуле (6.1) остаются $\mu_{\text{и}}$ и $c_{\text{щ}}$.

Зависимость коэффициента истечения $\mu_{\text{и}}$ от высоты подъема h , мм, тарельчатого клапана без направляющих ребер (для воды) приведена ниже:

h	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
$\mu_{\text{и}}$	0,911	0,870	0,788	0,732	0,650	0,599	0,560	0,532	0,515	0,500
h	9,0	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\mu_{\text{и}}$	0,485	0,472	0,459	0,445	0,431	0,420	0,407	0,395	0,381	0,370

Теоретическую скорость $c_{\text{щ}}$ в щели клапана в зависимости от требуемой высоты всасывания выбирают обычно в пределах 3—6 м/с. Для вязких, горючих и легкоиспаряющихся жидкостей $c_{\text{щ}}$ может быть меньше. Приведенные значения $c_{\text{щ}}$ относятся к насосам, у которых рабочие камеры заполняются под атмосферным давлением. Для насосов, работающих с заполнением рабочей

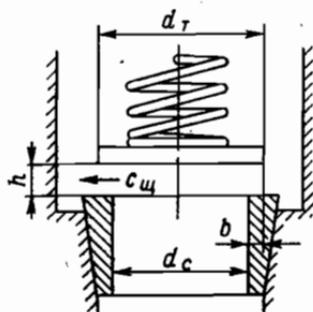


Рис. 6.2. Схема тарельчатого клапана

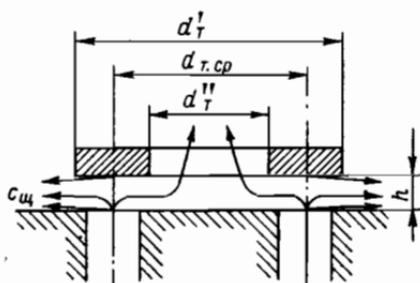


Рис. 6.3. Схема однокольцевого клапана

камеры под давлением больше атмосферного, $c_{ц}$ может достигать 12—16 м/с (у быстроходных насосов). Приведенными данными можно пользоваться и при расчете однокольцевых клапанов.

Зная l , нетрудно определить диаметр тарелки клапана d_T (рис. 6.2) из равенства $l = \pi d_T$.

Для однокольцевого клапана (рис. 6.3)

$$l = \pi (d'_T + d''_T),$$

где d'_T и d''_T — соответственно наружный и внутренний диаметры тарелки.

Если d_T тарельчатого или d'_T кольцевого клапанов получаются чрезмерно большими, то следует установить несколько клапанов меньшего диаметра. При этом суммарная площадь выходных сечений всех установленных клапанов должна быть равна расчетной площади выходного сечения одного большого клапана.

Для определения площади f_c проходного сечения седла клапана можно пользоваться выражением

$$f_{c\text{ср}} i_K = F S n / 30,$$

где $c_{ср}$ — средняя скорость жидкости в канале седла; i_K — число клапанов в решетке.

В зависимости от рода перекачиваемой жидкости и условий работы насоса в системе $c_{ср}$ обычно принимается равной 2—4 для нагнетательных и 1—3 м/с для всасывающих клапанов.

Для тарельчатого клапана, изображенного на рис. 6.2,

$$f_c = \pi d_c^2 / 4$$

и

$$d_c = d_T - 2b,$$

где b — ширина опорной поверхности тарелки клапана.

От величины b зависит сопротивление клапана открытию, поэтому она должна быть как можно меньшей (обычно $b = 2 \div 5$).

Опорную поверхность клапана следует проверить на удельное давление. Допустимое удельное давление зависит от материала клапана и имеет следующие значения, МПа:

Чугун	13—14
Бронза	14—20
Фосфористая бронза	20—60
Нержавеющая сталь	30—80

Для определения толщины δ_t тарелки клапана можно воспользоваться расчетной формулой для круглой пластины, нагруженной равномерной нагрузкой и опирающейся на жесткий контур,

$$\delta_t = d_c \sqrt{0,31 p_i / [\sigma]_и},$$

где p_i — индикаторное давление в цилиндре; $[\sigma]_и$ — допустимое напряжение для материала клапана.

Максимальная нагрузка пружины

$$P_{\text{пр max}} = \frac{c_{\text{щ max}}^2}{2g} f_{\text{пр}} \gamma - G_{\text{к}},$$

где $c_{\text{щ max}}$ — максимальная скорость в щели клапана; $G_{\text{к}}$ — вес клапана; $f_{\text{пр}}$ — площадь витка пружины.

Нагрузка пружины $P_{\text{пр}}$ при закрытом клапане обычно должна составлять

$$P_{\text{пр}} = (1/2 \div 2/3) P_{\text{пр max}}.$$

Вычисляют постоянную C пружины

$$C = (P_{\text{пр max}} - P_{\text{пр}}) / h_{\text{max}}.$$

Здесь h_{max} в см.

Далее по общеизвестным формулам определяют размеры пружины

$$d_{\text{пр}}^3 = \frac{16 P_{\text{пр}} r_{\text{пр}}}{\pi [\tau]}$$

и

$$i_{\text{в}} = d_{\text{пр}}^4 G / (64 C r_{\text{пр}}^3),$$

где $d_{\text{пр}}$ — диаметр проволоки; $P_{\text{пр}}$ — нагрузка пружины; $r_{\text{пр}}$ — радиус пружины; $[\tau]$ — допустимое напряжение на кручение; $i_{\text{в}}$ — число витков пружины; G — модуль упругости второго рода; C — постоянная пружины.

Радиус $r_{\text{пр}}$ пружины выбирается на основании конструктивных соображений.

Характеристики поршневых насосов. У поршневого насоса теоретическая подача не зависит от напора им создаваемого. В действительности наблюдается незначительное уменьшение подачи с увеличением напора, что объясняется возрастанием протечек жидкости в насосе.

На рис. 6.4, а изображены теоретическая (сплошные линии) и действительная (штриховые линии) характеристики $Q(H)$ насоса для трех значений частоты вращения (двойных ходов) n_1 , n_0 и n_2 .

Таким образом, поршневые насосы обладают жесткой характеристикой, что очень ценно при использовании их для перекачивания жидкостей с меняющейся в зависимости от температуры вязкостью.

На рис. 6.4, б представлены кривые изменения подачи Q , потребляемой мощности N и КПД η насоса от напора H при постоянной частоте вращения.

Характеристика $\eta(H)$ показывает, что КПД насоса близок к постоянному в широком диапазоне изменения напора H . Он заметно снижается лишь при чрезмерно высоких или низких значениях H .

На рис. 6.4, в изображены характеристики $Q(n)$, $N(n)$ и $\eta_0(n)$ снимаемые при постоянном давлении нагнетания и постоянной вакуумметрической высоте всасывания. Рассмотрение таких характеристик показывает, что путем изменения частоты вращения можно при необходимости регулировать подачу поршневого насоса в достаточно широких пределах, причем почти без снижения экономических показателей работы.

Следует отметить, что при чрезмерном увеличении частоты вращения n_0 уменьшается в основном вследствие ухудшения

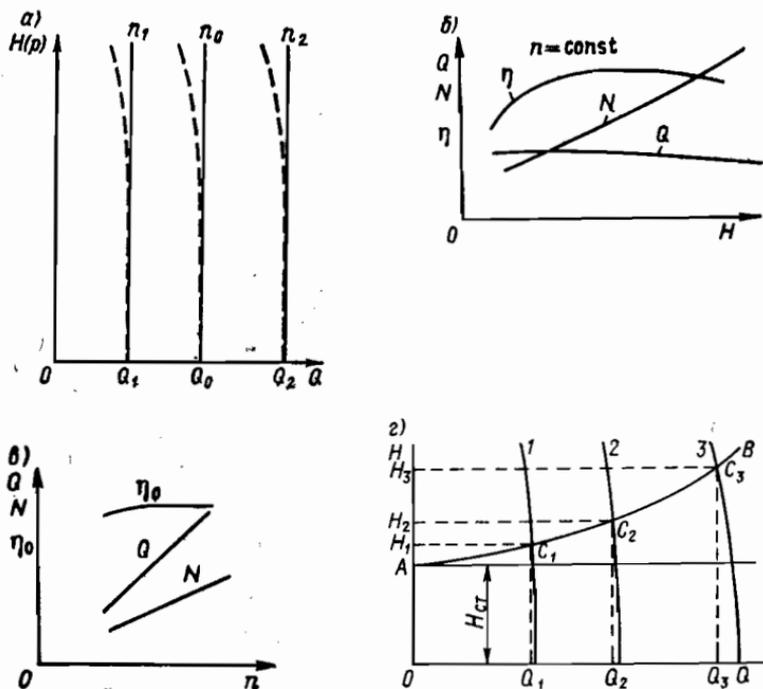


Рис. 6.4. Характеристики поршневых насосов

работы клапанов. Значительное снижение n против номинальной (расчетной) также вызывает уменьшение η_0 .

Параллельная работа насоса. Рассмотрим работу установки, состоящей из двух поршневых насосов, включенных в сеть параллельно.

На рис. 6.4, z кривые 1 и 2 — характеристики насосов, а кривая AB — характеристика трубопровода. Суммарная характеристика двух параллельно работающих насосов изображена на рисунке кривой 3.

Точка C_3 на характеристике трубопроводов будет определять режим работы насосов. Она указывает, что каждый насос при параллельной работе должен создавать напор H_3 , который, очевидно, будет больше, чем H_1 или H_2 .

Поршневые насосы могут также работать параллельно с другими насосами объемного типа, например с шестеренными, колесными и др. Однако характер совместной работы насосов в этом случае принципиально не будет отличаться от только что рассмотренного случая, поскольку все насосы объемного типа имеют примерно такую же характеристику $Q(H)$, как и поршневые насосы.

6.2. Винтовые насосы

Винтовые насосы имеют следующие преимущества перед другими роторными насосами:

- значительно большую экономичность, что особенно важно для длительно работающих насосов большой мощности;
- незначительное изменение подачи с увеличением давления;
- возможность соединения насоса непосредственно с приводом без применения редуктора (благодаря высокой частоте вращения) и меньшие масса и габариты;
- возможность создания высоких давлений путем применения удлиненных винтов и отсутствие при этом больших нагрузок на подшипники;
- обеспечение равномерной подачи (без пульсации и взбалтывания) жидкости, что особенно важно при перекачивании сред, подверженных пенообразованию;
- плавность в работе, небольшая шумность и значительная высота всасывания и самовсасывания.

По признакам, наиболее характерным для судовых условий работы, винтовые насосы можно разделить на следующие группы:

- по профилю винтовой нарезки — с винтами циклоидального профиля, обеспечивающего герметичность (полное отделение камеры нагнетания от камеры всасывания), и с винтами, имеющими обычную прямоугольную или трапециевидную нарезку, не обеспечивающую герметичности;
- по количеству винтов — двух-, трех- и пятивинтовые;
- по напору — низко-, средне- и высоконапорные;

- по количеству потоков в насосе — одно- и двухпоточные;
- по расположению вала — горизонтальные и вертикальные.

Винтовые герметичные насосы. Такие насосы имеют специальный профиль нарезки винтов, обеспечивающий почти полное разобщение напорной и всасывающей камер, и делятся на одно-, двух-, трех- и многвинтовые.

Наиболее распространены следующие типы герметичных насосов: трехвинтовые с циклоидальным зацеплением, одновинтовые с однозаходным винтом и двухзаходной обоймой, пятивинтовые с эвольвентно-циклоидальным зацеплением. Подвод жидкости — одно- или двухсторонний.

Трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением. Профиль нарезки винтов в нормальном к оси сечении образован циклоидальными кривыми. Благодаря такой геометрической форме нарезки в сочетании с достаточной длиной винтов, заключенных в обойму (рубашку) насоса, обеспечивается теоретически герметичное отделение камеры нагнетания от камеры всасывания.

Трехвинтовые насосы имеют один ведущий винт и два симметрично расположенных относительно него ведомых винта. Их выполняют с одно- и двусторонним подводом жидкости.

У винтовых насосов с циклоидальным зацеплением ведущий винт имеет специальную двухзаходную выпуклую нарезку с постоянным шагом, профиль которой в сечении, нормальном к оси винта, очерчен циклоидальными кривыми и ограничен дугами окружностей наружного и внутреннего диаметров винта. Ведомые винты совершенно одинаковые и имеют также специальную двухзаходную вогнутую нарезку с постоянным шагом, равным шагу ведущего винта. Направление нарезки на ведущем и ведомых винтах противоположное. Передаточное отношение между ведущим и ведомыми винтами равно единице.

Совместную работу винтов можно рассматривать как работу бесконечно большого числа шестерен, имеющих бесконечно малую толщину. Каждая пара таких шестерен должна подчиняться основным законам зацепления зубчатых колес.

Соотношения между отдельными размерами винтов принимают следующие (рис. 6.5):

$$D_{\text{н}} = 5d_{\text{н}}/3; \quad D_{\text{вн}} = d_{\text{н}}; \quad d_{\text{вн}} = d_{\text{н}}/3; \quad t = 10d_{\text{н}}/3.$$

Здесь $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр ведущего винта; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр нарезки ведущего винта; $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр ведомого винта; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр нарезки ведомого винта; t — шаг винтовой нарезки.

Для насосов с повышенными требованиями к всасывающей способности применяют винты с укороченным ходом.

В случае силовой передачи при теоретическом зацеплении происходит быстрое изнашивание кромок винтовых нарезок. Более всего подвержены износу ведомые винты, которые практически трудно разгрузить от силового взаимодействия с ведущим

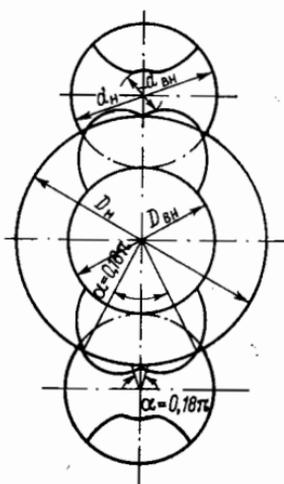


Рис. 6.5. Схема трехвинтового насоса

винтом, хотя теоретически это и возможно. Чтобы предупредить изнашивание, надо корригировать винты путем притупления острой кромки у ведомых винтов и некоторого утолщения профиля ведущего винта.

Общее выражение для секундной подачи винтовых насосов:

с односторонним подводом жидкости

$$Q_c = \eta_0 S_H t n / 60;$$

с двусторонним подводом жидкости

$$Q_c = \eta_0 2 S_H t n / 60,$$

где S_H — площадь живого сечения насоса, равная разности площади поперечного сечения обоймы и площади поперечного сечения всех винтов. Для трехвинтовых насосов с циклоидальным зацеплением

$$S_H = 1,243 d_n^2.$$

Таким образом, при $t = 10 d_n / 3$ секундная подача трехвинтового насоса:

с односторонним подводом жидкости

$$Q_c = 0,0691 \eta_0 d_n^3 n;$$

с двусторонним подводом жидкости

$$Q_c = 0,1382 \eta_0 d_n^3 n;$$

где η_0 — объемный КПД, принимаемый 0,75—0,98.

Трехвинтовые насосы способны развивать давление p_H до 10—20 МПа. Причем чем выше развиваемое давление, тем длиннее (для обеспечения наружной герметичности) должны быть винты. Минимальная длина винтов $L \approx 1,25t$. В зависимости от давления длину винтов трехвинтового насоса принимают в следующих пределах: при $p_H = 1,5 \div 2,0$ МПа $L = (1,5 \div 2)t$; при $p_H = 5 \div 7,5$ МПа $L = (3 \div 4)t$; при $p_H = 15 \div 20$ МПа $L = (6 \div 8)t$.

Наружный диаметр d_n ведомого винта является исходной величиной при определении размеров винтов. Для насосов с односторонним подводом жидкости этот диаметр определяется по формулам:

$$d_n = 6,3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n \eta_0}} \quad t = \frac{10}{3} d_n; \quad (6.2)$$

$$d_n = 7,9 \sqrt[3]{\frac{Q}{n \eta_0}} \quad t = \frac{5}{3} d_n.$$

У насосов с двухсторонним подводом жидкости при $t = 10 d_n / 3$

$$d_n = 4,9 \sqrt[3]{\frac{Q}{(n \eta_0)}},$$

где Q в л/с; n в s^{-1} .

Если для винтов насоса с двухсторонним подводом жидкости принят укороченный ход $t = 5d_n/3$, то для определения d_n следует пользоваться формулой (6.2).

Осевые и радиальные силы, действующие на винты насоса. Сила, действующая на винт вдоль его оси, складывается из сил, действующих на торцовые сечения винта и на винтовые поверхности нарезок.

В насосах с односторонним подводом жидкости обычно предусматривают специальные устройства для гидравлической разгрузки винтов. С этой целью концы винтов выполняют как поршни (плунжеры), под которые подводится из камеры нагнетания перекачиваемая жидкость с давлением p_n .

Осевая сила на ведущем винте, имеющем осевую разгрузку, может быть определена по формуле

$$P_{oc} = (2,529d_n^2 - 0,7854(d_1^2 + d_2^2)] p_n,$$

где d_1 — диаметр приводного вала, выходящего из камеры нагнетания насоса; d_2 — диаметр разгрузочного поршня на конце винта; p_n — абсолютное давление в камере нагнетания.

У трехвинтовых насосов ведущий винт полностью уравновешен в радиальном направлении (силой веса пренебрегаем). Это обусловлено симметричным расположением ведомых винтов. Отсутствие радиальной силы, прижимающей ведущий винт к обойме, является существенным преимуществом трехвинтовых насосов.

Радиальные силы, действующие на ведомые винты, не уравновешиваются, так как эти винты находятся в зацеплении только одной стороной.

Максимальная радиальная сила P_R , действующая на ведомый винт, направлена нормально к плоскости осей винтов и равна по величине

$$P_R = 1,401 \Delta p d_n^2$$

Эта сила воспринимается обоймой насоса через наружные цилиндрические поверхности ведомого винта.

Ведомый винт на длине одного хода соприкасается с обоймой двумя витками, и опорная поверхность его в направлении действия радиальной силы P_R равна

$$f_{об} = 1,326 z_0 d_n^2, \quad (6.3)$$

где z_0 — число ходов винтовой нарезки.

Среднее удельное давление на обойму насоса

$$p_{уд} = P_R / f_{об} = 1,06 \Delta p / z_0.$$

У выполненных насосов удельное давление находится в пределах 0,7—3 МПа.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания и минимальное давление во всасывающей камере. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{макс}} - 1,2\Delta h,$$

где коэффициент 1,2 учитывает то обстоятельство, что кавитация начинается несколько раньше, чем происходит срыв потока.

Для масла ориентировочное значение Δh можно определить по выражению

$$\Delta h = \xi \frac{v_{\text{ос}}^2}{2g},$$

где $\xi = 160,7/\text{Re}^{0,714}$ — коэффициент гидравлических сопротивлений; Re — число Рейнольдса; d_r — гидравлический диаметр для трехвинтовых насосов с циклоидальным зацеплением, $d_r \approx \approx 0,375F/(\pi d_0)$; F — площадь поперечного сечения рабочих органов насоса, занятая маслом; d_0 — начальный диаметр винтов; $v_{\text{ос}}$ — скорость потока на входе в винты; g — ускорение свободного падения.

При работе винтовых насосов на турбинном масле можем принимать $\Delta h = 3,5$ м вод. ст. У винтовых насосов с циклоидальным зацеплением вакуумметрическая высота всасывания при работе на масле составляет 5—6,5 м вод. ст.

Характеристики винтовых насосов. Рабочие характеристики винтового насоса представляют собой графические зависимости подачи Q , мощности N и КПД η от напора H или полного давления p при постоянной частоте вращения n и постоянной вязкости жидкости.

В том случае, когда насосы работают при различной частоте вращения, удобно пользоваться универсальной характеристикой. Она строится по рабочим характеристикам $Q = f(p)$ $\eta = f(p)$, снятым для нескольких значений частоты вращения (рис. 6.6). На график в координатах $Q - p$ наносят рабочие характеристики $Q = f(p)$ и соединяют плавными линиями этих характеристик, имеющих одинаковые значения КПД. Вязкость перекачиваемой жидкости для всех характеристик сохраняет постоянное значение.

Универсальная характеристика дает возможность полностью оценить эксплуатационные свойства насоса и определить область его рационального применения в зависимости от уменьшения КПД.

При изменении режима работы насоса приближенные зна-

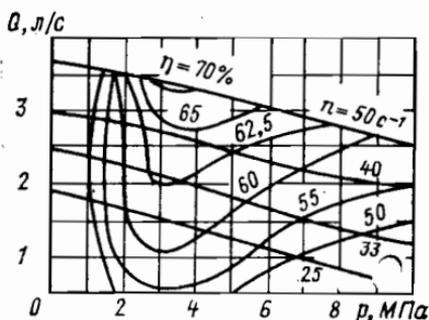


Рис. 6.6. Универсальная характеристика винтового насоса

чения подачи и потребляемой мощности можно определять по формулам:

при изменении частоты вращения

$$Q_i = Q_T \left[\frac{n_i}{n} - (1 - \eta_0) \right];$$

$$N_i = \frac{Q_T \rho n_i}{36,7n} \left[1 + \left(\frac{\eta_0}{\eta} - 1 \right) \sqrt{\frac{n_i}{n}} \right];$$

при изменении вязкости ν

$$Q_i = Q_T [1 - (1 - \eta_0) \nu/\nu_i];$$

$$N_i = \frac{Q_T \rho}{36,7} \left[1 + \left(\frac{\eta_0}{\eta} - 1 \right) \sqrt{\frac{\nu_i}{\nu}} \right];$$

при изменении перепада давлений

$$Q_i = Q_T \left[1 - (1 - \eta_0) \frac{p_i}{p} \right];$$

$$N_i = \frac{Q_T p_i}{36,7} \left[1 + \left(\frac{\eta_0}{\eta} - 1 \right) \frac{p}{p_i} \right].$$

Здесь i — индекс, относящийся к новому режиму работы.

Расчет трехвинтовых насосов. При расчете трехвинтового насоса по заданным подаче Q и давлению нагнетания p_H выбирают близкий по своим параметрам насос. Для выбранного типоразмера насоса принимают наружный диаметр ведомого винта, ход винтовой линии и рабочую длину обоймы, рекомендуемые стандартом.

Зная наружный диаметр ведомого винта, по известным соотношениям определяют его внутренний диаметр, а также наружный и внутренний диаметры ведущего винта.

Производят поверочный расчет насоса, который заключается в проверке его подачи и мощности. Выполняют профилирование винтов насоса.

При изменении режима работы насоса приближенные значения допустимой вакуумметрической высоты всасывания можно подсчитать по формулам:

при изменении частоты вращения

$$p_{\text{вак}}^{\text{доп}} = p_{\text{бар}} - (p_t + 2) - \frac{n_i}{n} (7 - p_{\text{вак}}^{\text{доп}});$$

при изменении вязкости

$$p_{\text{вак } i}^{\text{доп}} = p_{\text{бар}} - (p_t + 2) - \frac{\nu_i}{\nu} (7 - p_{\text{вак}}^{\text{доп}}).$$

Здесь i — индекс, относящийся к новому режиму работы; $p_{\text{бар}}$ — барометрическое давление, м вод. ст.; p_t — давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости, м вод. ст.

Впадины нарезок винтов насоса заполняются жидкостью под действием абсолютного давления $p_{в.к}$ во всасывающей камере. Для эффективной работы насоса необходимо, чтобы это давление было достаточным для непрерывного и плотного заполнения с необходимой скоростью впадин нарезок.

Имеются формулы для определения абсолютного давления и частоты вращения n , при которых насос будет работать на минеральном масле вязкостью 3—40° ВУ без потери подачи:

$$p_{в.к} \geq \frac{Q_T^{2/3} n^{4/3}}{669 \cdot 10^3} + 0,35;$$

$$n \leq \frac{23400 (p_{в.к} - 0,35)^{3/4}}{Q_T^{1/2}}.$$

Одновинтовые насосы. Площадь для прохода жидкости в одновинтовом насосе равна

$$F = 4e2R = 4ed_{об},$$

где e — эксцентриситет; $d_{об}$ — диаметр обоймы.

Эта площадь постоянна по величине независимо от положения винта в обойме.

Теоретическая подача, м³/с,

$$Q_T = \frac{0,48te \, dn}{10^3} = 0,13te \, dn.$$

Здесь все линейные размеры в сантиметрах.

Действительная подача насоса

$$Q_d = Q_T \eta_0.$$

Значение η_0 зависит от величины зазоров в паре обойма — винт, разности давлений в соседних полостях пары, свойств перекачиваемой жидкости и условий работы насоса.

В предварительных расчетах для насосов, у которых в паре предусматривается натяг, можно принимать $\eta_0 = 0,8 \div 0,85$, а для насосов, у которых предполагается зазор, $\eta_0 = 0,7$.

Определение основных размеров винта и обоймы. В стандарте для каждого типоразмера насоса указаны: диаметр поперечного сечения винта d , шаг винта t , эксцентриситет e и длина обоймы $l_{об}$ (рекомендуемая). Шаг обоймы определяется по соотношению $T = 2t$.

Если диаметр винта определяется расчетом, то можно пользоваться формулой

$$d_{об} = \frac{7,5Q}{tl_{об}n\eta_0},$$

где Q в м³/с.

В вышеприведенные формулы t и $l_{об}$ следует подставлять в см, а n в с⁻¹.

При отношении $d/e = 10$

$$d = \sqrt{\frac{75Q}{t\eta_0}}$$

По известным $l_{об}$, t и T и заданному напору (или полному перепаду давлений, создаваемому насосом) можно определить перепад давлений, приходящийся на шаг винта и обоймы.

Полное число шагов винта

$$z_B = l_{об}/t.$$

Перепад давлений на шаг винта

$$\Delta p_B = \frac{\gamma H}{10^4 z_B},$$

где γ в кг/м^3 .

Перепад давлений на шаг обоймы

$$\Delta p_0 = \frac{\gamma H}{10^4 z_0},$$

где z_0 — полное число шагов обоймы, равное $l_{об}/T$.

Перепад давлений на шаг обоймы важно знать при выборе для нее марки резины.

Поверхность двухзаходной обоймы получается при поступательном движении и вращении вокруг оси обоймы контура в виде вытянутого овала Кассини. Образующийся радиус-вектор OA (рис. 6.7) этого овала на криволинейном участке KL определяется выражением

$$OA = 2e \cos \varphi + R - \frac{2e^2}{R} \sin^2 \varphi.$$

Осевая сила. Во время работы насоса на его винт действует осевая сила $P_{ос}$. В ориентировочных расчетах для определения $P_{ос}$ можно пользоваться следующей формулой:

$$P_{ос} = 1,25 (p_H - p_B) (\pi R^2 + 8eR).$$

Расчет одновинтовых насосов и пересчет характеристик. При расчете одновинтового насоса по заданным подаче Q и давлению нагнетания p_H выбирают близкий по своим параметрам насос. Для выбранного типоразмера насоса принимают по стандарту размеры винта и обоймы, а именно: диаметр поперечного сечения винта d , эксцентриситет e , шаг винта t и длину обоймы $l_{об}$.

Производят поверочный расчет насоса, который заключается в проверке

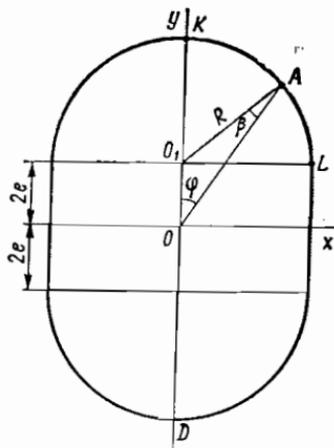


Рис. 6.7. Схема для определения радиуса-вектора

подачи и мощности насоса. Определяют осевую силу, действующую на винт насоса. Рассчитывают вал, подшипники, корпус и другие детали насоса. Выполняют профилирование винта и обоймы.

Пересчет характеристик одновинтовых насосов с жесткой обоймой при изменении частоты вращения, вязкости и перепада давлений можно производить по формулам, рекомендованным для пересчета характеристик трехвинтовых насосов. У одновинтовых насосов с упругой обоймой при изменении режима (перепада давлений) изменяется зазор δ между винтом и обоймой, что приводит к увеличению утечек.

Для определения приближенного значения подачи у насосов с упругой обоймой при изменении режима можно пользоваться формулой

$$Q_i = Q_T \left[\frac{n_i}{n} - (1 - \eta_0) \frac{v}{v_i} \frac{\delta_i^3}{\delta^3} \right],$$

где i — индекс, относящийся к новому режиму работы.

Зазор δ при данном давлении можно представить в виде двух слагаемых: первоначального (установочного) зазора δ_0 (когда обойма не работает) и дополнительного зазора δ_x , обусловленного деформацией упругого материала обоймы при развиваемом давлении. Таким образом,

$$\delta = \delta_0 + \delta_x.$$

Для жестких обойм $\delta_x = 0$ и $\delta = \delta_0$.

В случае натяга в паре обойма — винт первоначальный зазор получается отрицательным, а так как дополнительный зазор δ_x — величина всегда положительная, то полный зазор будет равен разности δ_0 и δ_x .

Для определения δ_x можно пользоваться зависимостью

$$\delta_x = ht,$$

где h — средняя толщина упругого слоя резины; t — безразмерный коэффициент, учитывающий упругость резины при сжатии, закрепление ее, разностенность из-за винтовой поверхности слоя резины и ряд других факторов при определенном давлении.

Винтовые негерметичные насосы. К группе винтовых негерметичных насосов относятся насосы с прямоугольным трапециевидным профилем нарезки винтов. Такая форма профиля не обеспечивает герметичного разобщения камеры нагнетания от камеры всасывания. Для уменьшения утечек жидкости через зазоры увеличивают число витков нарезки, создавая тем самым как бы лабиринтное уплотнение, и одновременно уменьшают шаг нарезки с тем, чтобы длина винтов не была чрезмерно большой.

Так как при малых углах подъема винтовой нарезки происходит самоторможение винтов, то передача движения от ведущего винта к ведомому может быть осуществлена лишь путем установки на винтах шестеренной пары.

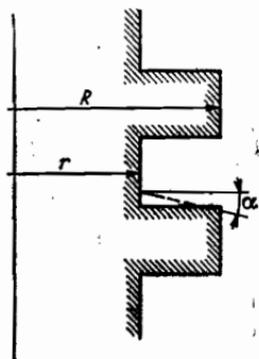
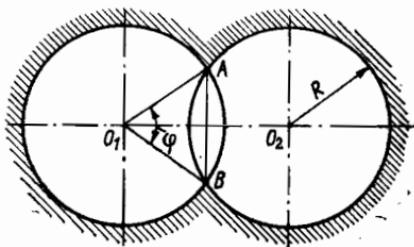


Рис. 6.8. Схема сечения винта герметичного насоса

Рис. 6.9. Схема зацепления винтов



Геометрическими элементами, определяющими характер винтовой нарезки негерметичного насоса, являются глубина нарезки, ее шаг и форма профиля.

Если обозначить радиус впадины нарезки r , а радиус выступов R , то отношение r/R будет характеризовать глубину нарезки (рис. 6.8).

Для характеристики формы профиля может служить угол α наклона винтовой поверхности относительно плоскости перпендикулярной к оси вращения винтов. При $\alpha = 0$ профиль будет прямоугольным, а при $\alpha \neq 0$ он приобретает вид равнобокой трапеции (см. рис. 6.8).

Отношение шага t винтовой нарезки к радиусу R характеризует шаг винтовой нарезки.

Обычно принимают $r/R = 0,4 \div 0,7$; $t/R = 0,5 \div 1,25$; $\alpha = 0 \div 5^\circ$.

Для определения теоретической подачи винтового негерметичного насоса с односторонним подводом жидкости можно использовать формулу

$$Q_T = \lambda_n R^2 t n / 60,$$

где λ_n — коэффициент площади «живого сечения» винтов; n — частота вращения.

Коэффициент λ_n определяется по формуле

$$\lambda_n = 2\pi - \varphi + \sin \varphi - \pi \left(1 + \frac{r^2}{R^2}\right) + \frac{2\pi \operatorname{tg} \alpha}{3t} R \left(1 + \frac{r}{R}\right)^3,$$

где φ — центральный угол AO_1B (рис. 6.9)

$$\varphi = 2 \arccos \frac{1 + r/R}{2}.$$

Значение λ_n может быть определено по табл. 6.1.
Действительная подача насоса

$$Q_{\text{д}} = Q_T \eta_0.$$

Таблица 6.1
Значения коэффициента λ_{Π}

r/R	t/R	α				
		0	2° 30'	5°	7° 30'	10°
0,4	0,5	2,0462	2,0857	2,1252	2,1652	2,2052
	0,75		2,0724	2,0989	2,1256	2,1522
	1,0		2,0659	2,0857	2,1057	2,1258
	1,25		2,0620	2,0778	2,0938	2,1099
0,5	0,5	1,9020	1,9249	1,9480	1,9710	1,9940
	0,75		1,9173	1,9325	1,9480	1,9635
	1,0		1,9134	1,9249	1,9365	1,9482
	1,25		1,9111	1,9203	1,9296	1,9390
0,6	0,5	1,6831	1,6948	1,7065	1,7183	1,7303
	0,75		1,6909	1,6987	1,7066	1,7145
	1,0		1,6890	1,6948	1,7007	1,7067
	1,25		1,6878	1,6925	1,6972	1,7020
0,7	0,5	1,3971	1,4021	1,4069	1,4121	1,4171
	0,75		1,4008	1,4036	1,4071	1,4104
	1,0		1,3996	1,4020	1,4046	1,4071
	1,25		1,3991	1,4010	1,4031	1,4051

На объемный КПД винтовых негерметичных насосов наибольшее влияние оказывают утечки жидкости через зазоры, поэтому эти насосы целесообразно применять при относительно малых давлениях и больших подачах. В среднем можно принимать $\eta_o = 0,6 \div 0,8$.

Теоретически необходимый зазор δ_T , обеспечивающий нормальное сопряжение винтов, можно определить по табл. 6.2, в которой приведены значения δ_T/R для различных отношений r/R , t/R и угла α .

Определив по табл. 6.2 значение δ_T/R и зная R , можно вычислить δ_T .

Чтобы при зацеплении винтов не происходило врезания тела одного из них в тело другого, ширина выступа винтовой нарезки должна быть равной

$$b = t/2 - [\delta_T + (R - r) \operatorname{tg} \alpha].$$

Ширина впадин

$$b' = t - b.$$

Наружный диаметр винта определяется по формуле

$$D_{\Pi} = 200 \sqrt[3]{\frac{Q_T}{\lambda_{\Pi} \frac{t}{R} n}},$$

где Q_T в м³/ч.

Таблица 6.2
Значения отношения δ_T/R

r/R	t/R	α				
		0	2° 30'	5°	7° 30'	10°
0,4	0,5	0,0244	0,0174	0,0148	0,0113	0,0093
	0,75	0,0368	0,0284	0,0239	0,0206	0,0150
	1,0	0,0489	0,0398	0,0339	0,031	0,0273
	1,25	0,0612	0,0510	0,0456	0,0410	0,0368
	1,5	0,0735	0,0625	0,0567	0,0521	0,0480
0,5	0,5	0,0158	0,0109	0,00820	0,0062	0,0052
	0,75	0,0238	0,0183	0,0149	0,0123	0,0102
	1,0	0,0316	0,0263	0,0218	0,0150	0,0169
	1,25	0,0396	0,0341	0,0294	0,0256	0,0228
	1,5	0,0475	0,0420	0,0371	0,0325	0,0299
0,6	0,5	0,0104	0,0066	0,0044	0,0034	0,0024
	0,75	0,0156	0,0114	0,0088	0,0073	0,0060
	1,0	0,0208	0,0165	0,0133	0,0113	0,0091
	1,25	0,0260	0,0213	0,0181	0,0157	0,0130
	1,5	0,0313	0,0264	0,0228	0,0196	0,0179
0,7	0,5	0,00617	0,0036	0,00216	0,0015	0,0013
	0,75	0,00928	0,00615	0,0045	0,00335	0,0025
	1,0	0,0123	0,0092	0,0071	0,0057	0,0044
	1,25	0,0154	0,0123	0,0097	0,0082	0,0065
	1,5	0,0185	0,0151	0,0124	0,0104	0,0090
0,8	0,5	0,0032	0,0016	0,00060	0,00055	0,00045
	0,75	0,00455	0,0021	0,0017	0,00111	0,00107
	1,0	0,00605	0,0041	0,0031	0,00228	0,00179
	1,25	0,0076	0,0054	0,0042	0,00335	0,00195
	1,5	0,0091	0,0070	0,0057	0,00470	0,00290

6.3. Насосы с эксцентричным вытеснителем

Теоретическая и действительная подача насоса. У насоса, схематически изображенного на рис. 6.10, теоретическая подача за один оборот вала равна

$$q_T = \{\pi (R_3^2 - R_4^2) - [\pi (R_1^2 - R_2^2) - \delta_1 \delta_2 + (R_3 - R_4) \delta_2]\} l_{06}.$$

Теоретическая подача насоса

$$Q_T = q_T n,$$

где n — частота вращения вала насоса, с^{-1} .

Действительная подача насоса

$$Q_D = Q_T \eta_0,$$

где η_0 — объемный КПД.

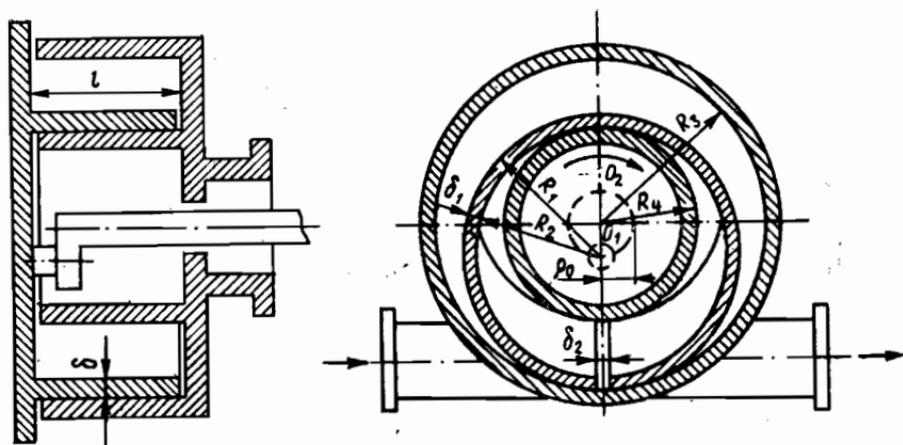


Рис. 6.10. Конструктивная схема насоса с эксцентричным вытеснителем

Для насосов, предназначенных для работы на вязких жидкостях, можно принимать $\eta_0 = 0,85 \div 0,95$.

Определение основных размеров рабочих частей насоса. Для расчета насоса должны быть заданы подача Q и перепад давлений Δp между полостью нагнетания и полостью всасывания. Выбрав n и η_0 , определяют объем жидкости, теоретически подаваемый насосом за один оборот вала,

$$q_{\tau} = Q / (3600 n \eta_0).$$

Далее из формулы для степени неравномерности подачи $\psi_{\Pi} = 2\delta_1 / (R_3 + R_4)$ находят сумму радиусов

$$R_3 + R_4 = 2\delta_1 / \psi_{\Pi}.$$

Толщину стенки вытеснителя δ_1 можно принять 1—2 см. Степень неравномерности подачи выбирают в пределах 0,07—0,09.

После этого определяют произведение

$$\rho_0 l_{об} = q_{\tau} / [2\pi (R_3 + R_4)].$$

У построенных насосов $\rho_0 \approx 1/3$, что позволяет по найденному произведению $\rho_0 l_{об}$ получить значения радиуса эксцентриситета ρ_0 и длины обоймы $l_{об}$.

Далее следует проверить скорости жидкости в окнах c_0 и корпусе c_1 насоса. Если c_0 и c_1 выйдут из допустимых пределов, то необходимо изменить степень неравномерности подачи ψ_{Π} и повторить расчет.

Так как сумма $R_3 + R_4$ известна, то из соотношения

$$R_3 + R_4 = R_4 + 2\rho_0 + \delta_1 + R_4$$

находят радиус

$$R_4 = (R_3 + R_4 - 2\rho_0 - \delta_1) / 2.$$

После этого определяют радиус R_3 , а затем и радиусы R_2 и R_1 . Средняя скорость жидкости в окнах

$$c_0 = \frac{Q}{f_0} = \frac{\pi l_{об} n \eta_0}{30} \left[1 + \frac{\delta_1 - \delta_2 / \pi}{2(R_4 + \rho_0)} \right],$$

где f_0 — площадь окон.

Если пренебречь вторым членом в квадратных скобках, то получим

$$c_0 = \pi l_{об} n \eta_0 / 30.$$

Скорость жидкости в кольцевом канале корпуса насоса

$$c_1 = \frac{[\pi(R_3 + R_4) - \delta_2] n \eta_0}{60}.$$

Обычно принимают $c_0 = 0,5 \div 3,5$ м/с.

6.4. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы — один из наиболее распространенных видов роторных насосов. Они применяются в системах смазки машин и механизмов, в различных гидроприводах, для перекачивания нефти, нефтепродуктов и других жидкостей.

Шестеренные насосы выполняют с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение имеют насосы с шестернями внешнего зацепления.

Основной тип шестеренного насоса представляет собой пару прямозубых шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Отличается простотой устройства и надежностью в эксплуатации.

Для увеличения подачи применяют насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной приводной шестерни.

Путем последовательно-параллельного соединения в одном агрегате нескольких групп шестерен можно получить насос высокого давления с большим числом ступеней расхода, т. е. многопоточный насос высокого давления.

Теоретическая подача шестеренного насоса. Хорошие результаты дает следующая формула:

$$Q_T = \pi A (D_e - A) b n \cdot 10^{-6};$$

где Q_T в л/мин; A — расстояние между центрами шестерен, мм (см. рис. 6.12); D_e — диаметр окружности головок (выступов), мм; b — ширина шестерни, мм.

Действительная подача шестеренного насоса. Действительная подача Q_d насоса из-за наличия объемных потерь меньше теоретической подачи Q_T и определяется по формуле

$$Q_d = Q_T \eta_0.$$

Объемные потери в шестеренных насосах можно разделить на две группы: 1) потери от утечки жидкости; 2) потери на всасывании.

Утечка жидкости происходит через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и подпятников (или корпусов), через радиальные зазоры между цилиндрическими поверхностями расточек корпуса и наружными поверхностями головок зубьев шестерен, а также через неплотности контакта между зубьями.

Значение минимального радиального зазора определяется в основном возможной величиной зазора в подшипниках и их несоосности, а также величиной эксцентрисичности положения шестерен в корпусе.

Учитывая возможность неблагоприятного совпадения производственных допусков, радиальный зазор обычно принимают относительно большим (до 0,03—0,05 мм на одну сторону). В общем случае его выбирают из условия $\delta \geq 0,0015$.

Потери на всасывании шестеренного насоса определяются в основном степенью заполнения жидкостью его рабочих камер (впадин между зубьями), во время соединения их с полостью всасывания. Неполное заполнение рабочих камер приводит к уменьшению подачи насоса.

Если известна величина объемных потерь в насосе, то действительная его подача может быть определена по выражению

$$Q_d = Q_T - Q_{об} = Q_T - Q_{ут} - Q_{вс},$$

где $Q_{об}$ — объемные потери в насосе; $Q_{ут}$ — потери от утечки; $Q_{вс}$ — потери на всасывании.

Объемный КПД насоса

$$\eta_o = Q/Q_T = 1 - Q_{об}/Q_T = 1 - (Q_{ут} + Q_{вс})/Q_T$$

Утечки через радиальные зазоры

$$Q_{ут.р} = \left[p_H \frac{(D_p - D_e)^3}{96\mu s_e z_R} - \frac{\omega D_e}{8} (D_p - D_e) \right] b,$$

где p_H — давление нагнетания; D_p — диаметр расточки корпуса; s_e — толщина зуба по дуге окружности выступов; ω — угловая скорость роторов; z_R — число зубьев ротора, контактирующих с поверхностью корпуса насоса; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости.

Утечки жидкости через неплотности межзубового контакта

$$Q_{ут.з} = p_H \frac{\delta_3^3 b}{48\mu l},$$

где l — длина уплотняющего участка на поверхности зубьев; δ_3 — размер щели в месте контакта зубьев (рис. 6.11).

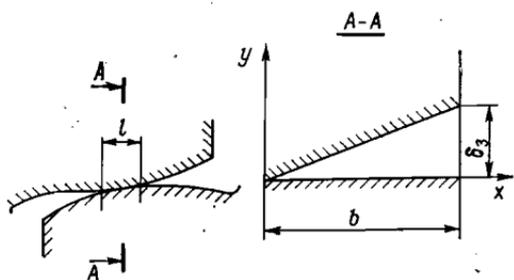


Рис. 6.11. Схема запираия жидкости во впадинах шестеренного насоса

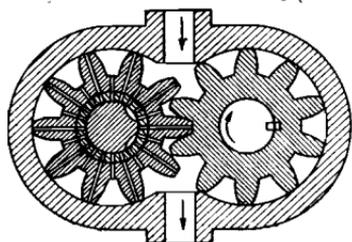


Рис. 6.12. Схема разгрузки запертого пространства с помощью радиальных канавок

Компрессия жидкости во впадинах шестерен насоса. Компрессия жидкости во впадинах между зубьями шестерен может возникнуть вследствие безззорного зацепления, при котором происходит плотное запираие жидкости во впадине входящим в нее зубом, а также вследствие одновременного зацепления двух (или нескольких) пар зубьев (рис. 6.12).

В результате компрессии жидкости возникают большие нагрузки на шестерни, приводящие к износу зуба и перегрузке вала и подшипников. Вакуум, образующийся во впадине в период выхода зубьев из зацепления, также отрицательно сказывается на работе насоса, поскольку в этом случае происходит выделение из жидкости паров и растворенного в ней воздуха, т. е. возникает кавитация. Так как компрессия жидкости во впадинах шестерен ухудшает работу насоса, то прибегают к разгрузке защемленного объема.

Отвод из впадин запертой жидкости обычно осуществляется с помощью разгрузочных (перепускных) канавок в торцовых стенках корпуса насоса (или в подпятниках). Разгрузочные канавки рекомендуют располагать так, чтобы отсеченное межзубовое пространство сообщалось с зоной нагнетания лишь на время уменьшения своего объема, а в последующий период, когда объем увеличивается, соединилось бы для предотвращения кавитации с зоной всасывания (см. рис. 6.13).

При расчете сечения канавок, предназначенных одновременно и для подвода жидкости в межзубовое пространство из камеры всасывания, скорость течения жидкости следует принимать не более 4—5 м/с.

Размеры разгрузочных канавок и их расположение при значитель-

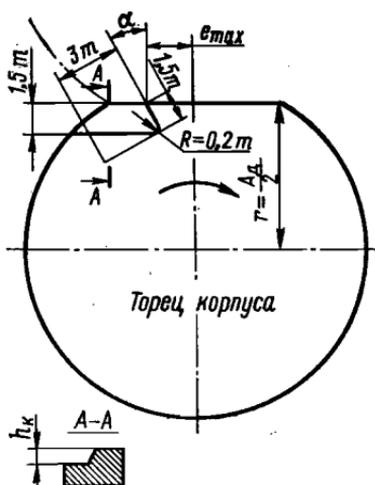


Рис. 6.13. Схема расположения разгрузочных канавок

ном боковом зазоре в зацеплении (порядка 0,08) рекомендуют такими, как показано на рис. 6.13.

Максимальный размер l_{\max} вычисляется по формуле

$$l_{\max} = \frac{\pi}{2z} A_d,$$

z — число зубьев.

Горизонтальная и наклонная прямые, ограничивающие профиль канавки, соединяются радиусом $R = 0,2m$. Глубина канавки h_k определяется по формуле

$$h_k \approx 3 \cdot 10^{-5} b,$$

где b и m в мм.

Устранить компрессию можно также путем отвода запертой жидкости через радиальные сверления во впадинах и осевые сверления вала (см. рис. 6.12). Система таких каналов обеспечивает надежный отвод и подвод жидкости к запертому объему, но при этом усложняется конструкция насоса.

Условия бескавитационной работы шестеренного насоса. Для бескавитационной работы насоса должно выполняться условие

$$p_{\text{вс}} \geq p_{\text{ц}} + p_{\text{нас}} + \Delta p_{\text{нав}}$$

или

$$p_{\text{вс}} - p_{\text{ц}} \geq p_{\text{нас}} + \Delta p_{\text{нав}},$$

где $p_{\text{вс}}$ — давление жидкости в камере всасывания, МПа; $p_{\text{ц}}$ — давление от центробежных сил инерции жидкости, находящейся во впадине, МПа; $p_{\text{нас}}$ — давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости, МПа; $\Delta p_{\text{нав}}$ — кавитационный запас, МПа.

Кавитационный запас $\Delta p_{\text{нав}}$ обычно выбирают равным 0,02—0,03 МПа.

Давление $p_{\text{ц}}$ находят по выражению

$$p_{\text{ц}} = \frac{\omega^2 \gamma}{2g} (R_e^2 - R_i^2),$$

где ω — угловая скорость шестерен; γ — объемный вес жидкости; g — ускорение свободного падения; R_e — радиус окружности выступов (головок); R_i — радиус окружности впадин.

Для определения расчетного кавитационного запаса $\Delta p_{\text{нав}}$ для насоса, откачивающего жидкость из бака с атмосферным давлением, рекомендуется формула

$$\Delta p_{\text{нав}} = p_a + H_s \gamma - p_{\xi} - p_t - \gamma t n^2 \times \\ \times \left[12,4 (z - 0,2) + \frac{5,6b^2 m^2}{F_{\text{вс}}^2} (z + 0,2)^2 \right],$$

где p_a — давление в баке; H_s — разность между минимальным уровнем жидкости в баке и отметкой оси насоса, см; p_{ξ} — потери

давления жидкости на пути прохождения ее от бака до впадин зубьев, МПа; $F_{вс}$ — минимальное сечение на ходе в насос, мм².

Знак «минус» относится к тому случаю, когда уровень в баке ниже уровня насоса, а знак «плюс» — когда уровень в баке выше уровня насоса.

Размеры рабочих камер шестеренного насоса. Если к насосу предъявляется требование о возможности реверсивной работы, то камеры нагнетания и всасывания должны быть конструктивно одинаковыми. При отсутствии такого требования камеру всасывания по условиям улучшения заполнения впадин делают шире, чем камеру нагнетания.

Угол β_1 (рис. 6.14), определяющий размер камеры всасывания, обычно принимают в пределах 45—90°. При числе зубьев $z = 12 \div 13$ и сравнительно небольшом давлении нагнетания камеру всасывания часто выполняют с углом $\beta_1 \approx 120^\circ$. Обычно это практикуется при конструировании насосов, предназначенных для перекачивания масла, нефти и мазута.

Угол β_2 , определяющий размер камеры нагнетания, выбирают для реверсивных насосов равным углу β_1 . Для нереверсивных насосов принимают $\beta_2 > \beta_1$.

Ширину a камеры в осевом направлении обычно принимают равной

$$a = b + (4 \div 6),$$

где b — ширина шестерни.

Для обычных насосов без подкачки площади проходных сечений камеры всасывания должны быть такими, чтобы скорость жидкости в них не превышала 1—2 м/с. При расчете проходных сечений камеры нагнетания допускают скорость течения масла 3—5 для насосов низкого давления и 5—6 м/с для насосов высокого давления.

При проектировании насосов, предназначенных для перекачивания вязких жидкостей, значения скоростей следует принимать ближе к нижним пределам.

Определение нагрузки на подшипник. Наиболее нагруженной частью шестеренного насоса являются его подшипники, на которые действуют радиальные силы давления жидкости на шестерни и механические силы, обусловленные реакцией от крутящего момента.

Для определения полной нагрузки на подшипники ведомой шестерни можно пользоваться формулой

$$P_R = 0,85D_1b \Delta p,$$

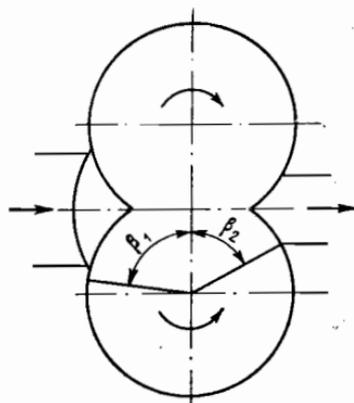


Рис. 6.14. Расчетная схема рабочих камер насоса

где Δp — перепад давлений между камерой нагнетания и камерой всасывания, МПа; b и D_1 — ширина и диаметр окружности головки шестерни, см.

Подшипники ведущей шестерни испытывают несколько меньшую нагрузку, чем подшипники ведомой шестерни:

$$P_R = 0,75bD_1 \Delta p.$$

ГЛАВА 7. ПОДШИПНИКОВЫЕ ОПОРЫ

7.1. Общие сведения

По конструктивному принципу подшипники делятся на две группы: подшипники качения и подшипники скольжения.

В *подшипниках качения* между взаимно подвижными элементами подшипника расположены шарики или ролики, благодаря которым вращение вала происходит в условиях качения.

В *подшипниках скольжения* между взаимно подвижными элементами подшипника находится воздушная или жидкостная пленка, благодаря которой трущиеся поверхности подвижных элементов подшипника не соприкасаются одна с другой и вращение вала насоса происходит в условиях чистого скольжения.

При одинаковой грузоподъемности подшипники качения имеют некоторые преимущества по сравнению с подшипниками скольжения:

- меньше трение между трущимися поверхностями в момент пуска и при умеренных частотах вращения;
- меньше (примерно в 2—3 раза) осевые габариты;
- относительная простота обслуживания;
- низкая стоимость;
- малая амплитуда колебаний сопротивления вращению вала во время работы насоса;
- в значительно большей степени удовлетворяются требования взаимозаменяемости и унификации элементов узла;
- проще замена подшипника на новый, так как габариты и допуски посадочных мест строго стандартизированы.

По принципу действия подшипники делятся на радиальные, осевые и радиально-осевые.

Радиальные подшипники воспринимают нагрузку, действующую перпендикулярно к оси вращения подшипника, *осевые* воспринимают осевую нагрузку, действующую вдоль оси вращения подшипника, а *радиально-осевые* — комбинированную нагрузку.

Выбор того или иного типа подшипника зависит от многих факторов, важнейшими из которых являются нагрузки (статиче-

ская или динамическая), требуемый ресурс непрерывной работы и окружная скорость вала.

Статическая или динамическая грузоподъемность определяется несущей способностью подшипника, т. е. тем, как подшипник центрируется, как производятся его разгрузка и демпфирование.

Требуемый ресурс непрерывной работы подшипника зависит в основном от двух факторов: от материала, из которого изготовлены элементы подшипника, и от условий смазки.

При современном уровне техники, когда требуется повышение скоростей, в частности окружных скоростей валов роторов в насосах, все шире применяются подшипники скольжения. Они имеют следующие преимущества: увеличенный срок службы, который при рациональной конструкции и правильной смазке подшипника практически неограничен, бесшумная работа и способность демпфирования колебаний вала на масляной пленке.

В судовых насосах применяются подшипники качения и подшипники скольжения. Выбор типа подшипников определяется условиями работы (свойства и параметры перекачиваемой жидкости), предъявляемыми к насосу требованиями (отсутствие утечек через сальник, низкий уровень шума), типом и особенностями привода. В свою очередь, принятый тип подшипников оказывает значительное влияние на конструкцию насоса в целом.

Подшипники качения применяют чаще в электроприводных насосах.

Во многих насосах часто предусматривается консистентная смазка для подшипников качения: в высокооборотных насосах или насосах, перекачивающих горячие среды, предпочтительной, а иногда и единственно возможной является жидкая смазка. Жидкую смазку легко заменять, легко контролировать ее уровень в корпусе подшипников и эффективно охлаждать.

С увеличением частоты вращения электродвигателей и насосов предъявляют более жесткие требования к качеству изготовления и монтажа подшипников качения. При подборе подшипников качения главное внимание обращают на правильный выбор их типа и правильность установки в соответствии с действующими рекомендациями.

Наибольшие трудности возникают при подборе и конструировании подшипников скольжения, особенно работающих на самой перекачиваемой жидкости, у которой к тому же недостаточные смазочные свойства. Подшипники скольжения отличаются большим разнообразием по конструкции, величине нагрузки, роду материалов пары трения, принципу действия.

Требования к подшипниковым опорам:

— высокая надежность на всех режимах работы, включая пуски и остановки;

— работоспособность в среде с высокими температурой, давлением и возможными загрязнениями;

— отсутствие склонности материалов, применяемых для трущихся пар подшипников, к самосвариванию и схватыванию при аварийном отсутствии питающей жидкости, к деформациям и фазовым превращениям при температуре до 400 °С; используемые материалы должны быть в максимальной степени технологичными, дешевыми и взаимно совместимыми. (недопустимо выделение из материалов подшипника коррозионно-опасных веществ, например фтора);

— хорошая ремонтпригодность;

— относительно малая чувствительность к изменению нагрузки, к нарушению заданной соосности опор в процессе работы, достаточная вибростойкость;

— используемые для подшипников смазочно-охлаждающие жидкости должны быть огнестойкими и нетоксичными.

Выбор типа опор. Долговечность, экономичность, надежность и во многих случаях габаритные размеры машин зависят от конструкции опор трения, поэтому к подшипниковым узлам предъявляют повышенные требования.

Графики, по которым можно предварительно выбрать тип подшипника для заданного режима работы, приведены на рис. 7.1 (долговечность подшипника 10 тыс. ч). На графиках указаны значения диаметра втулки и предельные кривые максимальной скорости для подшипников качения (прямая I), высокоскоростных роликоподшипников (прямая I'), гидродинамических подшипников с жидкостной смазкой исходя из условия повреждения вала (прямая II) и для таких же подшипников исходя из условия

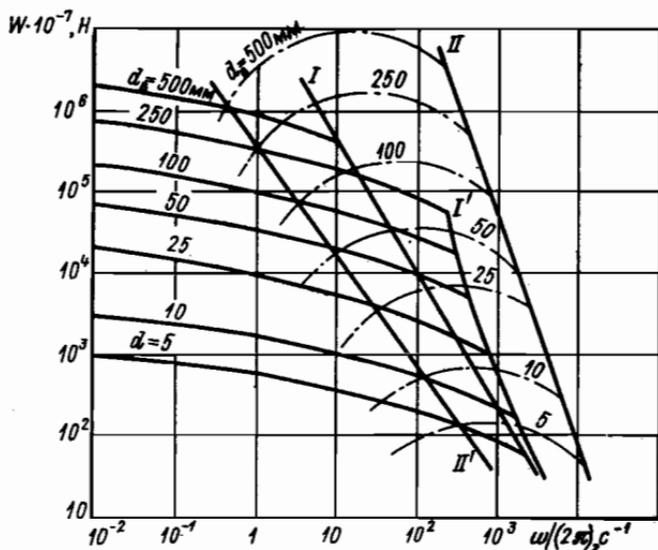


Рис. 7.1. Зависимость предельных нагрузок на радиальные подшипники от угловой скорости и диаметра втулки

допустимой критической толщины масляной пленки (прямая II'). По оси ординат отложена несущая нагрузка в ньютонах.

Характеристики радиальных подшипников скольжения получены для отношения длины вала к диаметру $l_B/d_B = 1$.

Приведенные на графиках данные являются приближенными, но позволяют сделать некоторые выводы. Например, как следует из рисунка, подшипники скольжения по сравнению с подшипниками качения могут работать при более низкой частоте вращения.

Важный фактор при выборе типа подшипника — потери на трение. Примерная зависимость момента трения от угловой скорости вала приведена на рис. 7.2. Как видно, наименьшие пусковые моменты наблюдаются при использовании гидростатических подшипников. Однако в этом случае не учитывается мощность, затрачиваемая на создание давления смазки в камерах подшипника.

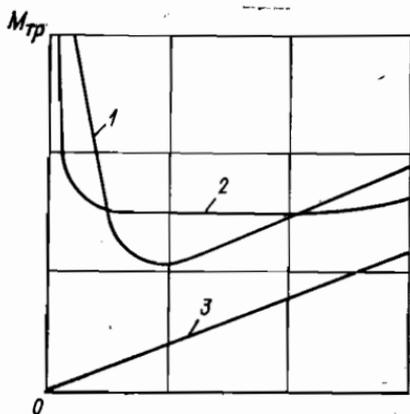


Рис. 7.2. Зависимость момента трения вала от угловой скорости

1 — гидродинамические; 2 — качения; 3 — гидростатические

7.2. Подшипники скольжения

В подшипниках скольжения в зависимости от вида смазки различают коэффициенты трения при жидкостной, полужидкостной и граничной смазках.

При *жидкостной смазке* поверхности вала и подшипника разделены сплошной масляной пленкой и непосредственное трение между металлическими поверхностями вала и подшипника отсутствует. Коэффициент трения незначительный (0,005—0,0005), потери на трение и тепловыделение в подшипнике невелики. Жидкостная смазка наиболее благоприятна для работы подшипника.

При *полужидкостной смазке* сплошность масляной пленки нарушена и поверхности вала и подшипника соприкасаются своими микронеровностями на участках большей или меньшей протяженности. Этот вид смазки встречается при недостаточной подаче масла или при отсутствии механизма гидродинамической смазки, например в подпятниках с плоскими несущими поверхностями. Полужидкостная смазка может возникнуть в подшипниках с гидродинамической смазкой, если толщина масляной пленки недостаточна для предотвращения соприкосновения микронеровностей вала и подшипника.

Коэффициент трения при полужидкостной смазке значительно выше, чем при жидкостной, тепловыделение в подшипнике больше.

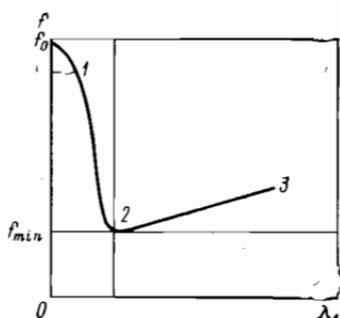


Рис. 7.3. Зависимость коэффициента трения от параметра λ_1

Поэтому возникновение полужидкостной смазки, особенно в подшипниках, работающих при больших частотах вращения, сопряжено с опасностью перегрева подшипника и выхода его из строя.

При *граничной смазке* поверхности вала и подшипника соприкасаются полностью или на участках большой протяженности. Масляного слоя, разделяющего поверхности трения, нет. Масло находится на металлических поверхностях только в виде адсорбированной пленки. Граничная смазка наступает при недостаточной подаче

масла и встречается, например, в подшипниках с периодической или недостаточной подачей смазки, но может возникнуть также в подшипниках скольжения при нарушении механизма гидродинамической смазки.

В тяжело нагруженных высокооборотных подшипниках возникновение граничной смазки вызывает перегрев, расплавление заливки, схватывание и заедание подшипника.

Для иллюстрации изменения процесса трения в подшипниках скольжения на рис. 7.3 приведена диаграмма Герси — Штрибека, показывающая зависимость коэффициента трения f от характеристики работы подшипника λ_1 :

$$\lambda_1 = \mu v / p_m,$$

где μ — динамическая вязкость; v — скорость скольжения; p_m — удельная нагрузка.

При малой скорости скольжения ($\sim 0,1$ мм/с) и тонком слое смазки ($\sim 10^{-4}$ мм) имеет место граничное трение; коэффициент трения f почти не изменяется при возрастании скорости до некоторого предела. Этот режим работы изображен на кривой участком $f_0 - 1$. При дальнейшем возрастании v коэффициент трения быстро уменьшается; поверхности скольжения отдаляются одна от другой, но не настолько, чтобы исключить возможность соприкосновения отдельных выступов шероховатых поверхностей. Следовательно, возникает режим полужидкостной смазки (участок 1—2), причем зависимость f от λ_1 линейная.

В области полужидкостной смазки с увеличением частоты вращения и λ_1 коэффициент трения резко падает и режим работы подшипника переходит в область жидкостной смазки. Этим объясняется сравнительно безопасный переход режима работы подшипников через область полужидкостной смазки в пусковые периоды при достаточном количестве подаваемой смазки.

Коэффициент трения f достигает минимума в тот момент, когда смазочный слой лишь покрывает шероховатости поверхностей

скольжения. С дальнейшим возрастанием v толщина смазочного слоя увеличивается и непосредственный контакт всех неровностей и шероховатостей поверхностей скольжения полностью исключается; наступает режим трения при жидкостной смазке (участок 2—3).

Подшипники скольжения при жидкостной смазке устойчиво работают в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Это объясняется их способностью приспосабливаться к различным условиям работы благодаря свойству смазочных масел увеличивать вязкость с понижением температуры.

Для определения режима течения пользуются безразмерным критерием Зоммерфельда

$$So = p\psi^2/(\mu\omega),$$

где p — давление; ψ — относительный зазор между валом и подшипником,

$$\psi = (d_n - d_b)/d;$$

d_n и d_b — диаметры подшипника и вала с учетом отклонений размеров в соответствии с выбранной посадкой; d — номинальный диаметр вала; μ — динамическая вязкость; ω — угловая скорость вала.

Если $So > 1$, то трение считается полужидкостным. Однако такой признак грубо ориентировочный, поскольку не учитываются соотношение размеров l/d , чистота обработки поверхностей вкладыша и цапфы и толщина смазочной пленки между ними. При шероховатости поверхности 0,63 и выше, достаточно жестком вале или в случае самоустанавливающегося вкладыша жидкостное трение может быть обеспечено и при больших значениях So . В табл. 7.1 указаны значения $[So]$, при которых еще сохраняется режим жидкостного трения. С повышением So трение переходит в полужидкостное. Известные затруднения возникают при определении μ . Вязкость масла зависит от температуры в рабочей зоне подшипника, которая в начале расчета еще неизвестна. Для приближенных расчетов достаточно принять среднее значение $t \approx 50^\circ\text{C}$. Если имеются ориентировочные данные о предполагаемой температуре подшипника, например по аналогии с ранее рассчитанным, то можно принимать во внимание эту температуру; дальнейшие уточнения следует вносить в процессе последующего расчета. В приближенных расчетах можно принять, что при $So < [So]$ подшипник работает в режиме жидкостного трения, а при $So \geq [So]$ трение становится полужидкостным. Отсюда можно найти угловую скорость цапфы ω_2 , соответствующую точке 2 кривой Герси—Штрибека (см. рис. 7.3),

$$\omega_2 = \frac{p\psi^2}{\mu [So]}.$$

Т а б л и ц а 7.1
Значения критерия Зоммерфельда

Отношение l/d	[So] при диаметре вала, мм								
	30	40	50	60	70	80	100	150	200
$\psi = 0,001$									
0,6	0,28	0,35	0,42	0,53	0,65	0,80	1,0	2,0	3,0
0,8	0,44	0,54	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	2,7	4,0
1,0	0,58	0,72	0,85	1,0	1,2	1,5	1,9	3,3	4,5
1,2	0,70	0,80	1,0	1,2	1,4	1,7	2,2	3,7	5,0
$\psi = 0,002$									
0,6	0,42	0,53	0,65	0,80	1,0	1,4	2,0	3,0	5,0
0,8	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4,0	6,0
1,0	0,85	1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	7,0
1,2	1,0	1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5,0	8,0
$\psi = 0,003$									
0,6	0,65	0,80	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,8	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4,0	5,0	6,0	8,0
1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	6,0	7,0	9,0
1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5,0	6,5	8,0	10,0

Окружная скорость v_2 , м/с, на поверхности цапфы

$$v_2 = \frac{\rho \psi^2 d}{2\mu [\text{So}]}$$

Здесь [So] — безмерная величина, принимаемая по табл. 7.1. В точке 2 (см. рис. 7.3) коэффициент трения минимальный (f_{\min}); приближенное значение его можно определить по формуле

$$f_{\min} = 3 \sqrt{\mu \omega_2 / \rho}$$

Гидродинамический расчет подшипников скольжения. Опишем процесс, протекающий в опоре при оптимальных условиях жидкостного трения. В состоянии покоя в нижней части, где вал соприкасается с подшипником, зазора нет, а на диаметрально противоположной стороне образуется максимальный зазор $\delta = d_{\text{п}} - d_{\text{в}}$, где $d_{\text{п}}$ и $d_{\text{в}}$ — диаметры подшипника и вала с учетом отклонений размеров в соответствии с выбранной посадкой.

При вращении с угловой скоростью ω центр цапфы поднимается, смещаясь одновременно в сторону вращения, и цапфа всплывает в смазочном слое под действием гидродинамических сил, возникающих в масляном клине.

Гидродинамические давления, развивающиеся в смазочном слое, распределяются неравномерно. Максимальное удельное

давление приходится на участок, смещенный от вертикальной оси в сторону вращения вала (рис. 7.4). Характер эпюры давлений зависит от положения цапфы, места подвода смазки, границ смазочного слоя и некоторых других факторов. Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления вязкой жидкости, переходит в тепловую энергию; теплота, выделяющаяся в рабочей зоне подшипника, отводится через детали опоры во внешнюю среду и в значительной мере уносится смазывающей жидкостью. Расход смазки, т. е. ее количество, протекающее через зазор между цапфой и подшипником в единицу времени, зависит от тех же факторов, которые вызывают гидродинамические силы.

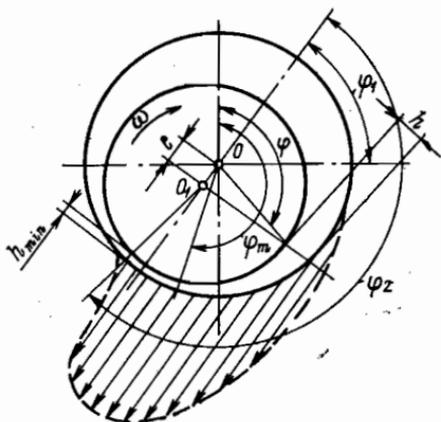


Рис. 7.4. Схема расположения вала в подшипнике при жидкостном трении

Таким образом, для достаточно точного расчета подшипника скольжения должна быть установлена взаимосвязь целого ряда различных параметров: конструктивных размеров опоры, зазора между трущимися деталями, свойств смазывающей жидкости, нагрузки, угловой скорости, способов теплоотвода и т. д.

Для определения толщины смазочного слоя h в сечении, расположенном под углом φ к линии центров, была получена зависимость

$$h = \delta - l \cos(180^\circ - \varphi). \quad (7.1)$$

Введем обозначение относительного эксцентриситета $\delta/e = \chi$. Тогда $h = \delta(1 + \chi \cos \varphi)$.

Для толщины h_m в сечении, где $\rho = \rho_{\max}$, имеем при $\varphi = \varphi_m$:

$$h_m = \delta(1 + \chi \cos \varphi_m).$$

Соответственно для минимальной толщины смазочного слоя при $\varphi_2 = 180^\circ$ получим

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi).$$

Решение соответствующих уравнений гидродинамики позволяет определить основные характеристики подшипника скольжения, работающего в режиме жидкостной смазки. Например, можно найти:

— нагрузку на подшипник W

$$W = \frac{\mu \omega l}{\psi^2} \xi, \quad (7.2)$$

где $v = \omega r$ — окружная скорость; l — длина вала в подшипнике; r — радиус вала; ξ — безразмерный коэффициент нагруженности; $N_{\text{тр}}$ — потери мощности на преодоление гидродинамического трения в смазочном слое

$$N_{\text{тр}} = \frac{\mu v^3}{2\psi} \xi_1, \quad (7.3)$$

где ξ_1 — безразмерный коэффициент сопротивления вала вращению.

Количество смазывающей жидкости, необходимое для обеспечения работоспособности подшипника

$$Q = \psi v l d q_1. \quad (7.4)$$

В общем случае коэффициенты нагруженности ξ , сопротивления вала перемещению ξ_1 , расхода q_1 являются функцией многих параметров и, в частности, геометрии опоры. Их определение — основная цель гидродинамической теории смазки. При создании методики расчета опор скольжения функции ξ , ξ_1 и q_1 табулируют или задают в виде графиков в зависимости от какого-либо универсального геометрического параметра, характеризующего, как правило, форму и размеры смазочного слоя (например, от относительного эксцентриситета в радиальных подшипниках скольжения). Значения этих коэффициентов зависят от границ смазочного слоя φ_1 и φ_2 (см. рис. 7.4), отсчитываемых от линии центров OO_1 . Для подшипников с полным охватом цапфы и вводом смазки в область наибольшего зазора $\varphi_1 = 0$; $\varphi_2 = 2\pi$; для подшипников с вводом смазки на плоскости разреза, перпендикулярной к линии действия нагрузки, начало несущего слоя совпадает с местом подачи смазки, точнее — с выходной кромкой (считая по направлению вращения) смазочной канавки или кармана, расположенных в месте подачи.

Значения ξ , ξ_1 , q_1 для подшипников с углами охвата 360, 180 и 120° даны на рис. 7.5—7.7.

Геометрические соотношения элементов подшипников скольжения. Работоспособность подшипника скольжения во многом определяется правильным выбором его конструктивных параметров: относительного зазора, относительной ширины, угла охвата подшипника.

Независимо от режима работы подшипника при полужидкостной, граничной или жидкостной смазке между валом и вкладышем подшипника должен быть зазор для образования масляной пленки. Обычно эти зазоры принимают по ГОСТу для подвижных посадок соответствующего качества точности. В силу того что радиальный зазор δ оказывает существенное влияние на работоспособность подшипника в целом и в первую очередь на минимальную толщину смазочной пленки h_{min} и максимальную температуру смазки в зазоре t_{max} , решающее значение имеет пра-

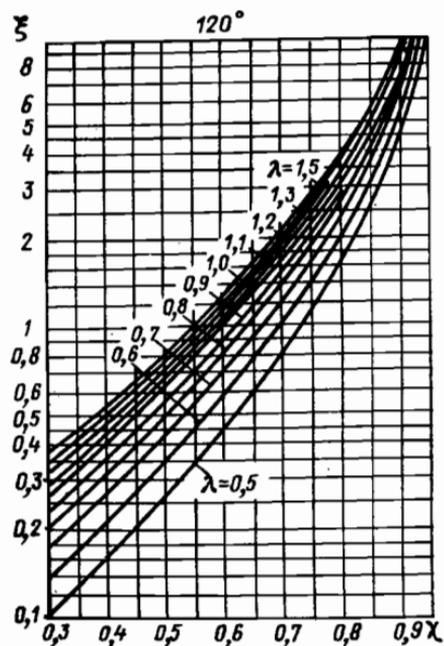
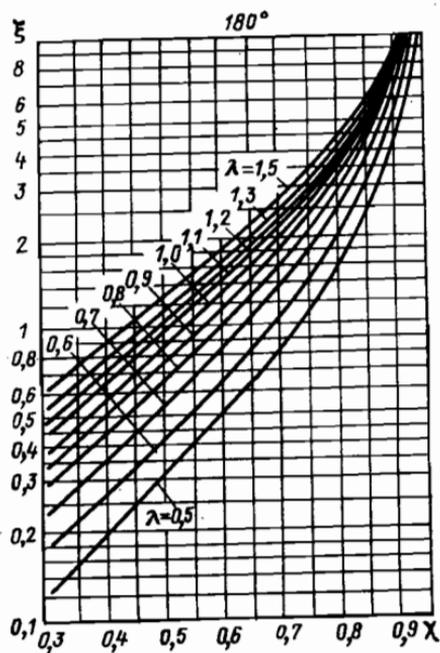
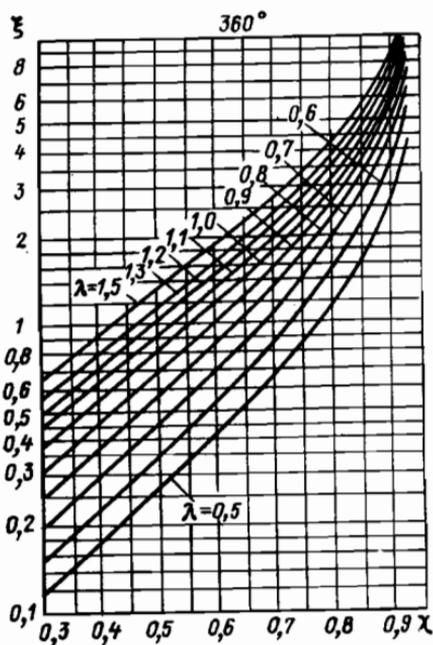


Рис. 7.5. Зависимость коэффициента нагруженности ξ от относительного эксцентриситета

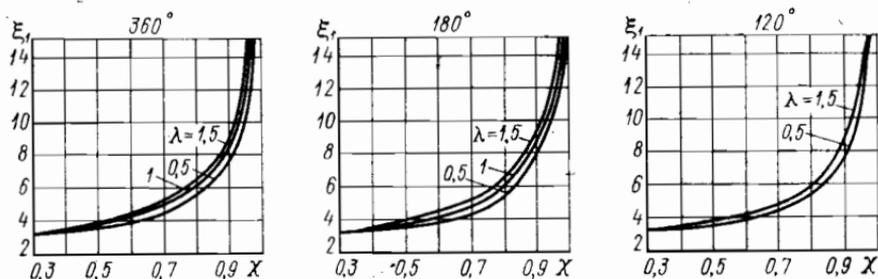


Рис. 7.6. Зависимость коэффициента сопротивления вала вращению ξ_1 от относительного эксцентриситета

вильный выбор относительного зазора $\psi = 2\delta/d$, определяемого видом сопряжения вала и вкладыша.

В общем случае относительный зазор в зависимости от окружной скорости u_b вала рекомендуется выбирать по эмпирической зависимости

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{u_b},$$

где u_b — окружная скорость вала, м/с.

Влияние материала рабочей поверхности вкладыша подшипника на выбор относительного зазора более подробно проиллю-

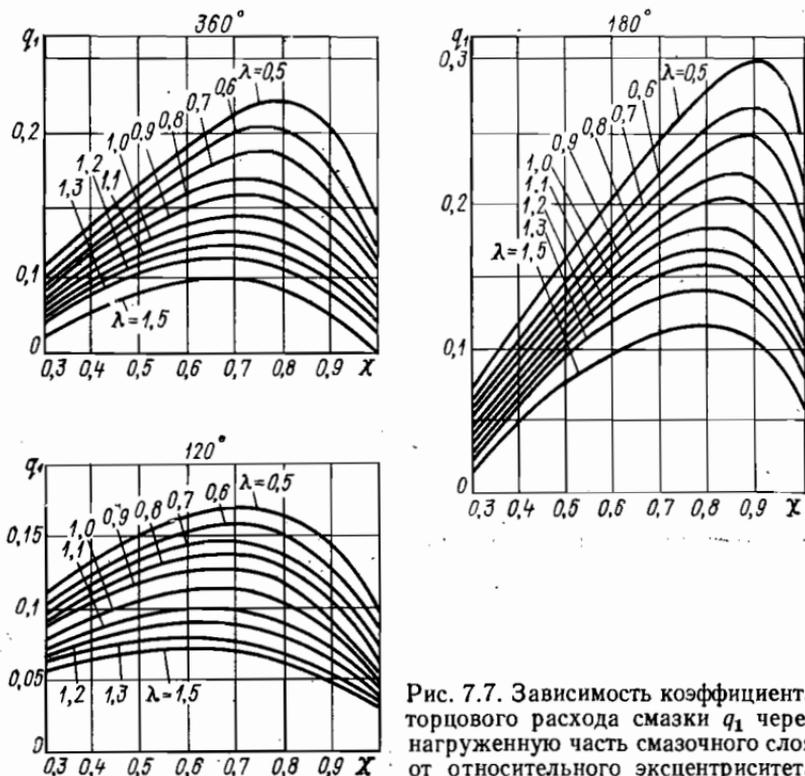


Рис. 7.7. Зависимость коэффициента торцового расхода смазки q_1 через нагруженную часть смазочного слоя от относительного эксцентриситета

Значения Ψ в зависимости от материала подшипника

Материал вкладыша или заливки	$\psi \cdot 10^3$	d , мм	v , м/с
Баббиты на оловянной основе	0,4—1,0	45—70	—
Свинцово-сурьмянистые сплавы с небольшим количеством олова и безоловянистые	0,5—1,5	50—140	4—8
Кадмиевые сплавы	0,5—1,5	—	—
Сплавы ЦАМ	1,0—1,5	—	3—8
Оловянистые бронзы	1,5—4,5	—	—
Бр. 05Ц5С5	1,5—2,5	—	3—8
Свинцовистые бронзы	0,5—2,0	50—140	4—8
Серебряно-свинцовистые сплавы	1,0—2,5	—	10
Алюминиевые сплавы	0,7—3,0	—	—
Чугун	2,0—3,0	—	3—8

стрировано в табл. 7.2. Как видно, значения ψ не принимают ниже $0,4 \cdot 10^{-3}$ и в среднем для бронз они в 1,5 раза, а для алюминиевых сплавов в два раза больше, чем для баббитов. В некоторых случаях при расчетах необходимо принимать зазоры для нагретого состояния, т. е. при установившейся температуре работы подшипников. Тепловые деформации могут сильно влиять на режим работы подшипника и особенно на его среднюю температуру.

Можно определять тепловые деформации элементов подшипника с помощью следующей приближенной зависимости:

$$\psi_p = \psi_m - S \Delta t \cdot 10^{-6},$$

где ψ_p — рабочий зазор; ψ_m — монтажный зазор; S — коэффициент, учитывающий материалы вкладыша и корпуса (табл. 7.3); Δt — изменение температуры.

В зависимости от нагрузки зазор выбирают на основании опыта и анализа работы опор аналогичных машин. Некоторым ориентиром могут служить статистические данные, приведенные ниже.

Значения ψ в зависимости от условий работы		
$p \cdot 10^{-5}$, Па	v , м/с	$\psi \cdot 10^3$
>100	≤ 10	0,5—1,0
<100	≈ 5	1,0—2,0
30	>10	1,1—4,0

Угол охвата подшипника зависит в основном от характера приложения нагрузки и его конструктивных особенностей. Как правило, для подшипников, которые воспринимают нагрузки, постоянные по направлению, применяют вкладыш с углом охвата меньше 180° . Вкладыши с углом охвата больше 180° используют для опор, на которые действуют переменные по направлению нагрузки.

Таблица 7.3
Значения коэффициента S

Материал вкладыша или заливки	Значения S при расположении втулки вкладыша				
	из стали в тонко- стенном корпусе или на торце пере- даточного вала	из чугуна в чугунном толстостен- ном корпусе	из легкого сплава		
			в мас- сивном корпусе из чу- гуна	в тонко- стенном корпусе	в толсто- стенном корпусе
Сплавы:					
алюминиевые	16—20	22—26	27—31	0—4	5—6
магниевые	19	18	23	—	—
ЦАМ	20—24	26—30	31—35	3—4	6—7
Бронза:					
оловянная	11—12	17—18	22—23	0	0
свинцовистая	27	33	38	—	—
Латунь	13	19	24	0	0
Баббиты	17—18	22—24	28—29	—	—
Сталь	5	11	16	0	0
Чугун	3—4	9—10	15	0	0
Синтетические мате- риалы	33—44	40—50	45—55	18—28	24—34

Для выбора длины l в расчетной практике установлены относительно узкие границы: отношение l/d лежит обычно в интервале от 0,6 до 1,2. Для предварительного расчета задаются значением ψ в пределах 0,001—0,003 (верхний предел для малых диаметров). Сложнее обстоит дело с обоснованием выбора динамической вязкости, зависящей не только от сорта масла, но и от температуры и давления в нагруженной зоне смазочного слоя; последний фактор при $p < 10,0$ МПа мало сказывается на величине μ и его обычно не учитывают; влияние же температуры весьма велико, но определить температуру можно лишь после теплового расчета подшипника, поэтому в предварительном расчете приходится задаваться предполагаемой температурой исходя из эксплуатационных условий. Если конструктор не располагает конкретными данными, то для первого приближения можно принять $t = 50$ °С.

Критерии работоспособности опор скольжения. Критериями работоспособности опор скольжения являются допустимая температура в рабочей зоне подшипника и минимальная толщина смазочной пленки.

Несущая способность смазочной пленки может быть утрачена из-за чрезмерного нагружения опоры при малой скорости скольжения или вследствие теплового разрушения. Как известно, сопротивление продавливанию сильно увеличивается с уменьшением толщины пленки, поэтому потеря грузоподъемности в опоре трения происходит в основном по причине теплового разрушения смазочной пленки.

Режим жидкостной смазки характеризуется, кроме того, минимальной толщиной смазочного слоя. В реальных подшипниках в отличие от идеальных трущихся поверхности имеют шероховатости, искажения геометрической формы, иногда деформации и монтажные перекосы осей и у них разделение трущихся поверхностей вкладыша и цапфы смазочным слоем наступает при толщине слоя, значительно большей толщины граничного слоя смазки, равной в большинстве случаев $0,1-0,3$ мкм. Работа подшипника при жидкостной смазке устойчива при соблюдении условия $h_{\min} \geq \geq h_{кр} + 2$ мкм ($h_{кр}$ — предельная толщина слоя, являющаяся границей перехода подшипника из смешанного режима в режим жидкостной смазки или обратно, называемая *критической минимальной толщиной смазочного слоя*.) Невыполнение этого условия ведет к появлению смешанного режима смазки, при котором возможны местные перегревы и повреждения поверхностей. В более тяжелых случаях может возникнуть полужидкостная смазка, следствием которой явятся заедание и заклинивание деталей.

В общем случае

$$h_{кр} = h_{ш} + h_{в} + h_{д} + h_{и} + h_{п},$$

где $h_{ш}$ и $h_{в}$ — высоты микронеровностей поверхностей шипа (вала) и подшипника; $h_{п}$, $h_{д}$, $h_{и}$ — величины, учитывающие соответственно перекос, прогиб упругой линии вала по длине подшипника, отклонение от профиля продольного шипа и вкладыша (бочкообразность, конусность).

Методика расчета радиальных подшипников скольжения при установленном режиме работы. Если подшипник находится под воздействием постоянной по величине и направлению нагрузки и скорость относительного перемещения поверхностей трения в номинальном режиме неизменна (стационарная задача гидродинамической теории смазки), то основные характеристики подшипника определяют по формулам (7.2)—(7.4).

К числу основных данных, известных в начале проектирования подшипника, относятся нагрузка на опору по величине и направлению, частота вращения вала, размеры вала, расстояние между опорами и температура окружающей среды. Величинами, в большинстве случаев неизвестными, являются диаметр шипа d (его определяют из условий прочности или по диаметру вала с учетом галтелей, буртиков, переходов), длина вкладыша подшипника (выбирают по отношению l/d , более или менее типичному для опор, подобных проектируемой). Выбрав l и d , определяют среднюю удельную нагрузку

$$p_m = W/(ld).$$

При выборе материала подшипника следует учитывать прежде всего опыт эксплуатации аналогичных конструкций.

По выбранному среднему значению относительного зазора ψ подбирают соответствующую посадку и уточняют предельные и средние значения зазора.

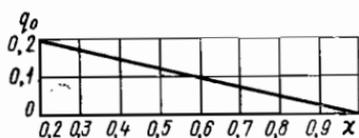


Рис. 7.8. Зависимость коэффициента окружного расхода смазки q_0 на выходе из нагруженной части смазочного слоя от относительного эксцентриситета

Квалитеты точности и параметры шероховатости рабочих поверхностей цапфы и вкладыша выбирают в зависимости от требуемой точности узла трения, условий эксплуатации, предполагаемых значений относительного эксцентриситета χ и h_{\min} (эти две величины определяют при последующем гидродинамическом расчете).

Определив W , ω , l , d , ψ , выбрав материал вкладыша и подобрав систему и сорт смазки, можно приступить к гидродинамическому расчету.

При гидродинамическом расчете прежде всего определяют безразмерный коэффициент нагруженности ξ , затем находят соответствующее значение χ и вычисляют h_{\min} , далее определяют $h_{кр}$ и проверяют, выполнено ли условие $h_{\min} \geq h_{кр} + 2\text{мкм}$. Эту стадию расчета следует рассматривать как предварительную, потому что при уточнении температуры смазочного слоя динамическая вязкость масла может отличаться от предварительно намеченной. Для определения температуры смазки в рабочей зоне и подсчета энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивления жидкости вращению шипа, находят значения ξ_1 , соответствующие χ , полученному на первой стадии расчета. Затем вычисляют расход смазки Q , протекающей через подшипник, и проверяют условие теплового равновесия. Если это условие не соблюдено, то вносят коррективы и повторяют расчет до тех пор, пока в результате последовательных приближений оно не будет выполнено.

Последовательность расчета подшипника с цилиндрической расточкой такая. Исходные данные для расчета: нагрузка на подшипник W , диаметр шейки вала d_v , длина вкладыша подшипника l , угол охвата ϕ , угловая скорость вала ω , относительный зазор ψ , температура смазки в системе t , сорт смазки, теплоемкость смазки c , плотность смазки ρ , давление масла на входе в смазочный слой p_e , способ подачи смазки. Порядок расчета следующий.

1. Задают величину динамической вязкости μ .

2. Определяют:

а) коэффициент нагруженности

$$\xi = \frac{W\psi^2}{ld\omega\mu};$$

б) относительный эксцентриситет χ (по рис. 7.5);

в) коэффициент расхода смазки в торцовом направлении q_1 (по рис. 7.7);

г) коэффициент окружного расхода смазки q_0 (по рис. 7.8);

д) коэффициент окружного расхода, определяемый количеством налипшей смазки q_n ,

$$q_n = \frac{0,375}{\delta} \sqrt{\frac{\mu}{\rho\omega}};$$

е) коэффициент сопротивления вала вращению ξ_1 (по рис. 7.6);

ж) приращение температуры в смазочном слое

$$\Delta t = \xi_1 \omega \mu / (c\rho\psi^2 q_1);$$

з) температуру смазки на входе в смазочный слой

$$t_{вх} = t_0 + \Delta t q_0 / q_1;$$

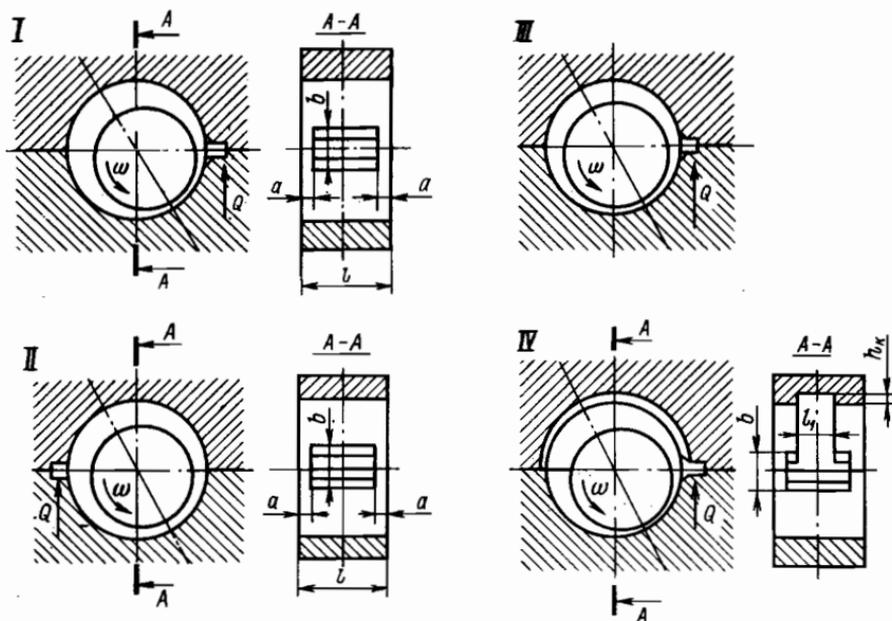


Рис. 7.9. Схема подачи смазки в рабочую зону:

I — смазка подается в рабочую зону подшипника через его верхнюю половину (один карман — питающий, два кармана в плоскости разреза), $Q = 0,5\psi\omega ld^2 (q_1 + q_2 + q_3)$; h_k — высота выборки; l_1 — длина выборки; *II* — смазка подается непосредственно в рабочую зону подшипника через один карман (один питающий карман в плоскости разреза),

$Q = 0,5\psi\omega ld^2 (q_1 + q_4)$; где $q_4 = \theta_2 \xi \frac{bd}{l} \left(\frac{1}{a} - \frac{2}{l} \right) \frac{p_l}{p_m}$; *III* — смазка подается в рабочую зону подшипника через его верхнюю половину (один питающий карман в плоскости разреза), $Q = 0,5\psi\omega ld^2 (q_1 + q_2)$; *IV* — смазка подается в рабочую зону подшипника через выборку в верхнем полувкладыше (два кармана в плоскости разреза, один — питающий), $Q = 0,5\psi\omega ld^2 (q_1 + q_3)$.

Величина q_1 определяется по рис. 7.7 в зависимости от угла охвата подшипника ψ , $q_2 = \beta \xi (d/l)^2 p_e / p_m$, где ξ — коэффициент нагруженности; β — определяется по рис. 7.10 (при наличии выборки в верхней половине вкладыша $q_2 = 0$); $q_3 = \theta_1 \xi (d/l)^2 b/d (l/a - 2) p_e / p_m$, где θ_1 и θ_2 — коэффициенты, определяемые по рис. 7.10

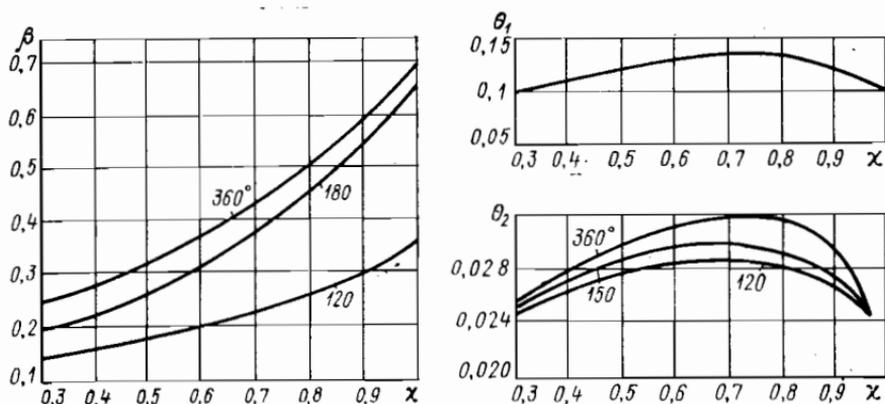


Рис. 7.10. Зависимость коэффициентов, указанных на рис. 7.9, от относительного эксцентриситета

и) среднюю температуру смазки в зазоре

$$t_{\text{ср}} = t_0 + 0,5\Delta t;$$

к) максимальную температуру смазки в зазоре

$$t_{\text{max}} = t_{\text{вх}} + \Delta t;$$

л) минимальную толщину смазочного слоя

$$h_{\text{min}} = 0,5d\psi (1 - \chi);$$

м) расход смазки Q , необходимый для обеспечения работоспособности подшипника (по рис. 7.9 и 7.10).

7.3. Радиальные подшипники скольжения

Конструкции подшипников. Радиальные подшипники скольжения конструктивно выполняют втулочными или сегментными. Подшипники втулочного типа можно применять как для вертикального вала, так и для горизонтального. На рис. 7.11 показана конструкция одного из таких подшипников.

Он состоит из корпуса 1, в котором крепится гильза 2 из стали 1Х17Н2. В гильзу встроена составная графитная втулка 4 из фторопластоуглеграфитового материала 2П-100-3П по легкопрессовой посадке или с минимальным зазором, которая стопорится штифтами 3, 5. Втулка 4 имеет восемь продольных каналов 6 радиусом 4 мм, необходимых для интенсивного отвода теплоты от рабочей поверхности. Работает она в паре с втулкой вала, выполненной из хромоникелевого сплава ВЖЛ-2. Эта пара дает хорошие результаты при окружных скоростях до 32 м/с, удельных нагрузках до 0,4 МПа и температуре до 160 °С. Диаметральный зазор в подшипнике принят 0,2 мм при размере втулки вала 100 мм и выше.

Сегментный самоустанавливающийся радиальный подшипник показан на рис. 7.12.

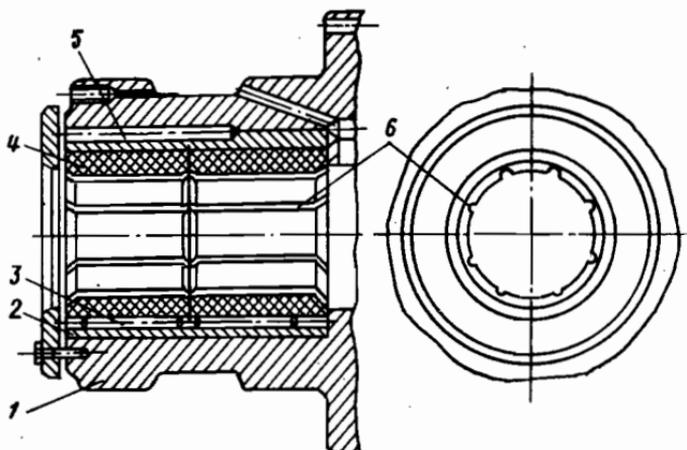


Рис. 7.11. Втулочный радиальный подшипник

В корпус 1 встроены шесть самоустанавливающихся сегментов 2, которые стопорятся от проворачивания с помощью двух замковых колец, изготовленных из стали 20. Сегменты выполнены из стали 1Х17Н2 и с наружной стороны имеют упорный бурт 3, вокруг которого они могут менять свое рабочее положение. Бурт смещен по направлению вращения на 5° от оси симметрии сегмента. Диаметральный зазор при размере шейки вала 120 мм принят равным 0,26 мм. На цапфе вала напрессована втулка. Между плавающими сегментами имеется зазор для смазки и охлаждения трущихся поверхностей водой.

Самоустанавливающиеся подшипники по сравнению с жестко фиксированными менее чувствительны к перекосам ротора, в них создаются условия для образования гидродинамического клина и вследствие этого они могут воспринимать более высокие удельные нагрузки (при прочих равных условиях). Однако технологически они сложнее и их применение не всегда оправдано.

В отечественной практике большинство насосов выполнено с жестко фиксированными подшипниками, а необходимые условия для их нормальной работы обеспечиваются соответствующими допусками на изготовление узлов и деталей.

Для циркуляции через радиальные подшипники необходимого расхода воды на их вкладышах предусматривают несколько (4—6) продольных канавок.

Подшипники скольжения смазывают жидким маслом принудительно от маслососа или при помощи смазочных колец. В последнем случае для охлаждения масла в корпусе подшипника предусматривают специальные камеры или трубчатые холодильники.

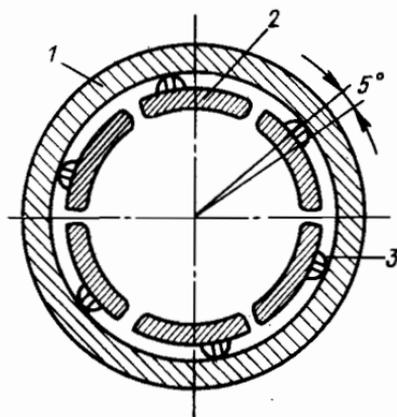


Рис. 7.12. Сегментный радиальный подшипник

Кольцевую смазку применяют при окружных скоростях шейки вала до 8 м/с. В подшипниках с принудительной смазкой можно устанавливать смазочные кольца, которые обеспечивают смазку при пусках и остановках насоса.

На рис. 7.13 изображен подшипник скольжения с принудительной подачей масла.

В разъемном корпусе 1 установлен вкладыш 2 из двух половин. От проворачивания вкладыш фиксируют в корпусе цилиндрическим штифтом 3. Масло подводится от маслосистемы к штуцеру 8 и поступает к вкладышу. Для регулирования количества масла предусмотрены специальные дроссельные шайбы 7. Контроль за работой подшипников осуществляется через смотровое окно 5 на сливном трубопроводе. Температуру вкладыша измеряют термометром сопротивления 4. Для замера температуры масла в отверстии на сливном трубопроводе, закрытом пробкой 6, можно установить ртутный термометр.

Вкладыши подшипников, залитые баббитом Б-83 или Б-16, можно устанавливать в разъемном корпусе как по цилиндрической, так и по сферической расточке с натягом. Для лучшего сцепления баббита с вкладышем в последнем выполняют продольные или поперечные пазы в виде «ласточкина хвоста». Изготавливают вкладыши, как правило, из углеродистой стали.

На рис. 7.14 показан подшипник скольжения с кольцевой смазкой. Кольца 1 надеты на вал 2 и погружены в масляную ванну. Сцепление колец с валом происходит за счет силы трения. При вращении вала масло захватывается кольцами и попадает на вал, а затем в подшипники.

Распределение смазки в подшипниках. Во вкладышах предусматривают масляные канавки для распределения смазки вдоль цапфы. В подшипниках, работающих на консистентной смазке при высоких нагрузках и малых скоростях, канавки располагают вблизи зоны давления или в самой зоне. При угловой скорости

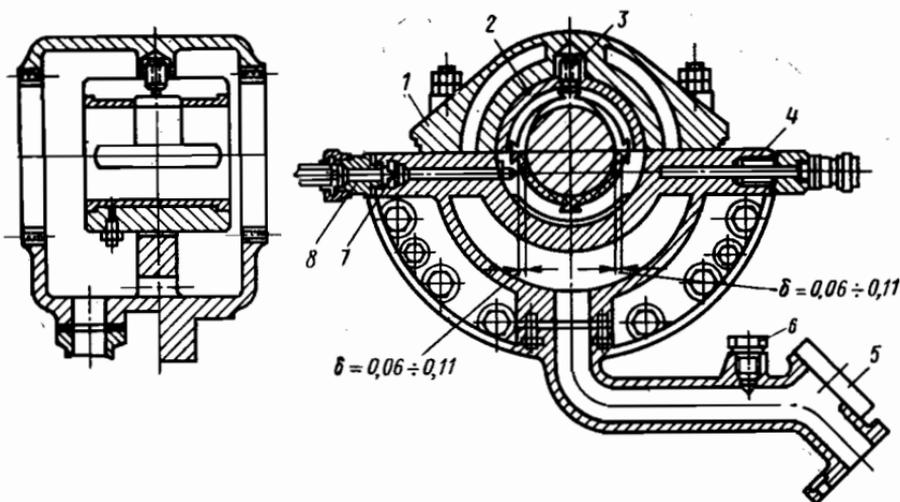


Рис. 7.13. Подшипник с принудительной подачей смазки

цапфы более 1,5 м/с канавки целесообразно выполнять ближе к нагруженной зоне. Канавки служат также резервуарами для смазки, поэтому их следует делать шире и глубже на 40—50 %, чем при жидкой смазке.

В подшипниках, смазываемых жидкостной смазкой, канавки должны быть только в ненагруженной части вкладышей. В местах разреза вкладышей делают карманы (холодильники), которые служат резервуарами масла. При нереверсивном вращении может быть только один карман перед нагруженной зоной, считая по направлению вращения.

Во всех случаях канавки не должны доходить до торцов подшипника во избежание вытекания смазки и резкого снижения грузоподъемности опоры. Наиболее благоприятное место подвода смазки в подшипник, работающий в режиме жидкостного трения, — ненагруженная зона между вкладышем и цапфой, т. е. зона наибольшего зазора.

Если подшипник имеет значительную длину (более 200 мм), то смазку подводят в двух-трех точках, находящихся вдоль одной продольной канавки вкладыша.

Масляные канавки делают либо вдоль оси вала (продольные прямые канавки), либо перпендикулярно к оси (полукольцевые канавки). При кольцевой смазке широко применяются продольные канавки, хорошо распределяющие масло по трущимся поверхностям. Полукольцевые канавки используются как резервуар для циркулирующего масла.

7.4. Осевые подшипники

Осевые подшипники (подпятники) предназначены для восприятия осевых нагрузок. Конструкция подшипника во многом определяется условиями работы опоры. Если опора работает в условиях несовершенной смазки, то подшипник выполняют, как правило, в виде кольцевой или резе сплошной пяты, причем поверхности скольжения плоскостопараллельные. В некоторых случаях для улучшения маслоснабжения трущихся поверхностей на опорной поверхности подшипника предусматривают радиальные канавки.

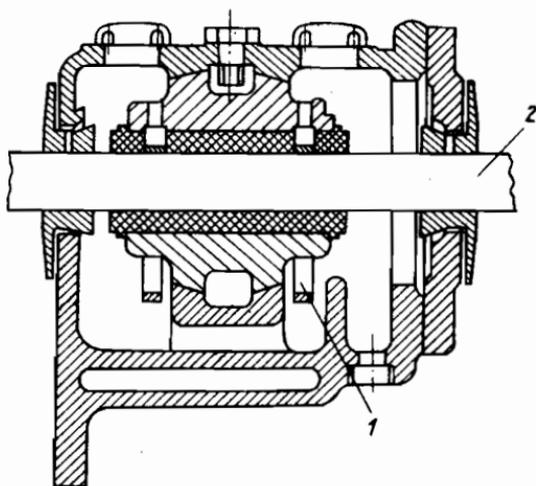


Рис. 7.14. Подшипник с кольцевой смазкой

Конструктивно плоские опоры для восприятия осевой нагрузки выполняют в виде пяты и подпятника со сплошной опорной (рис. 7.15, а) и кольцевой поверхностью (рис. 7.15, б) или с несколькими рядами колец (гребенчатые подпятники с разъемным по осевой плоскости корпусом, рис. 7.15, в). Так как в подпятниках с плоскопараллельными поверхностями скольжения смазочный клин не возникает, условия для жидкостной смазки можно создать, если смазку подавать под достаточно большим давлением, чтобы внешняя нагрузка на пяту уравнивалась гидростатически. Смазочный слой, непрерывно возобновляемый насосом, исключает возможность соприкосновения трущихся поверхностей не только в условиях установившегося режима работы, но и в периоды пуска и останова машины.

Другой способ сохранения сплошной смазочной пленки заключается в создании условий образования смазочного клина. Клиновой зазор между поверхностью пяты и подпятника можно получить путем скоса отдельных участков (упорных колодок) рабочей поверхности или с помощью подвижных самоустанавливающихся упорных колодок. Геометрически это наиболее простые подшипники, так как толщина смазочного слоя изменяется в них по линейной зависимости от расстояния. Принципиальное устройство подшипника с самоустанавливающимися упорными колодками следующее: шарнирно опертая колодка находится в равновесном состоянии под действием гидродинамических сил автоматически устанавливается в потоке смазки под наивыгоднейшим углом в соответствии с режимом работы.

Опоры с идеально плоскопараллельными поверхностями скольжения не могут работать в режиме жидкостной смазки. Для опор такого типа наиболее характерен режим граничной смазки и реже полужидкостной. Смазка обычно подводится к поверхностям трения подшипника с помощью радиальных канавок, выполняемых на поверхности пяты или подпятника. Число канавок выби-

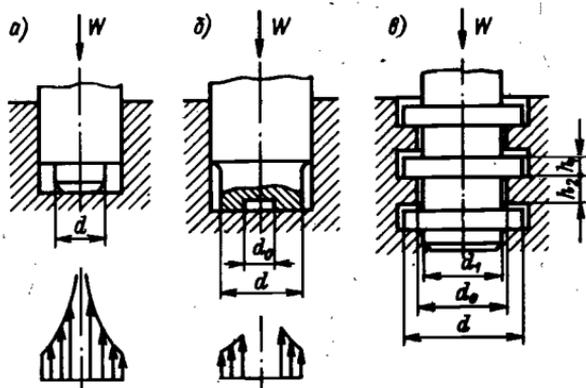


Рис. 7.15. Плоские осевые подшипники

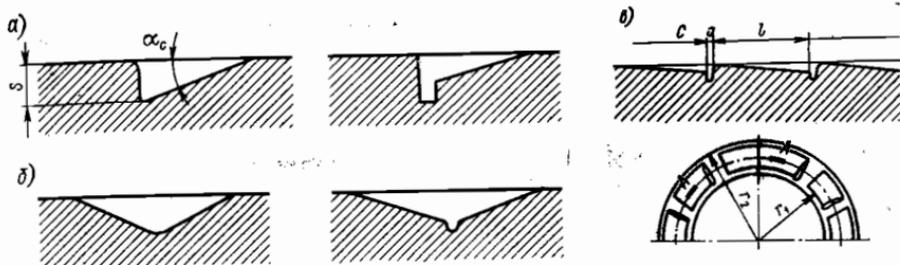


Рис. 7.16. Геометрия смазочных канавок: *а* — для опор с постоянным направлением вращения; *б* — для опор с переменным направлением вращения; *в* — для подшипника с наклонными несущими поверхностями

рают конструктивно в зависимости от размеров подпятника с учетом равномерного распределения смазки по всей поверхности трения. Для улучшения маслоснабжения трущихся поверхностей маслоподводящим канавкам придают профиль, который при относительном движении поверхностей трения обеспечивает попадание смазки в зазор между поверхностями. Для этой цели смазочная канавка должна иметь прямолинейный наклонный участок (рис. 7.16, *а*). В случае движения трущейся поверхности в разных направлениях (при реверсировании) смазочная канавка должна иметь два наклонных участка (рис. 7.16, *б*). Глубина канавки $s = 0,5 \div 1$ мм, угол наклона прямоугольного участка $\alpha_c = 5 \div 15^\circ$.

В условиях полужидкостной смазки наличие указанных наклонных участков при достаточном количестве жидкой смазки может способствовать образованию гидродинамического клина. В этом случае уклон наклонных участков целесообразно принимать равным 0,007—0,01.

Так как колодки подпятника изготавливают обычно из легкоизнашивающихся материалов (бронза, баббит и др.), профиль канавки с течением времени изменяется. Условия смазки в подпятниках менее благоприятные, чем в радиальных подшипниках. Эти обстоятельства необходимо учитывать при выборе допустимых удельных нагрузок. Значения допустимых удельных нагрузок для антифрикционных материалов приведены в прилож. 2.

Высота неровностей трущихся поверхностей должна быть не более 3,2 мкм.

Боле распространнен способ создания смазочной пленки путем скоса отдельных участков. Рабочая поверхность подпятника разделена в этом случае радиальными канавками на несколько равных участков. Чтобы уменьшить утечку смазки в радиальном направлении, канавки не доводят до конца, оставляя плоский кольцевой ранти шириной $(0,1 \div 0,2) (r_2 - r_1)$, где r_2, r_1 — наружный и внутренний радиусы подпятника (рис. 7.16, *в*).

Несущие поверхности имеют скосы под некоторым углом к плоской поверхности, по которой они скользят; при относительном

движении трущихся поверхностей смазка увлекается в клиновом зазоре, в котором образуется гидродинамическое давление.

Обычно рабочие поверхности подпятника состоят из двух участков: одни являются плоскими (без скосов) и служат для восприятия нагрузки в процессе пуска и останова машины, когда скорость относительного перемещения подвижного элемента (пяты) мала для образования в клиновом зазоре достаточного гидродинамического давления; другие — собственно клиновые участки.

Ширину канавки C принимают равной 2—4 мм. Размер a плоского участка выбирают таким, чтобы среднее давление неподвижной пяты на плоскопараллельную поверхность подпятника не превышало допустимого. Тогда

$$a = \frac{W}{(r_2 - r_1) z_n [\rho_m]},$$

где W — нагрузка на подпятник; z_n — число наклонных поверхностей; $[\rho_m]$ — допустимая удельная нагрузка; $r_2 - r_1 = l$ — длина наклонного участка.

При проектировании подпятника обычно задаются следующими соотношениями:

$$r_2/r_1 = 1,5 \div 2; l/b = 0,5 \div 1,6,$$

где b — ширина клинового наклонного участка.

Число наклонных поверхностей z_n определяют в зависимости от характера вращения пяты. Для постоянного направления вращения

$$z_n = \pi D_{cp} / (l + c + a),$$

для переменного направления вращения

$$z_n = \pi D_{cp} / (2l + c + a),$$

где $D_{cp} = r_1 + r_2$ — средний диаметр подпятника.

Обычно подпятники такого типа выполняют целиком из антифрикционного материала (бронза, сплавы на основе алюминия и др.), реже из стали или чугуна с баббитовой заливкой.

Широкое распространение получили подшипники, состоящие из набора не связанных между собой колодок, каждая из которых может поворачиваться вокруг оси или точки. Известны две конструктивные схемы такого подпятника: в первой каждая колодка имеет жесткую точечную опору качания (подпятник Митчела), во второй колодки опираются на выравнивающие устройства гидравлического рессорного или рычажного типа. Последний известен как подпятник с уравнивательной системой Кингсбери. Принцип работы колодочных подпятников заключается в том, что при правильно установленном центре вращения колодки сами принимают наклон, соответствующий максимальному несущему усилию при любых условиях работы. Эти подшипники при эффективном теплоотводе могут работать с системой смазки "масляная ванна", т. е. не нуждаются в наружном источнике давления.

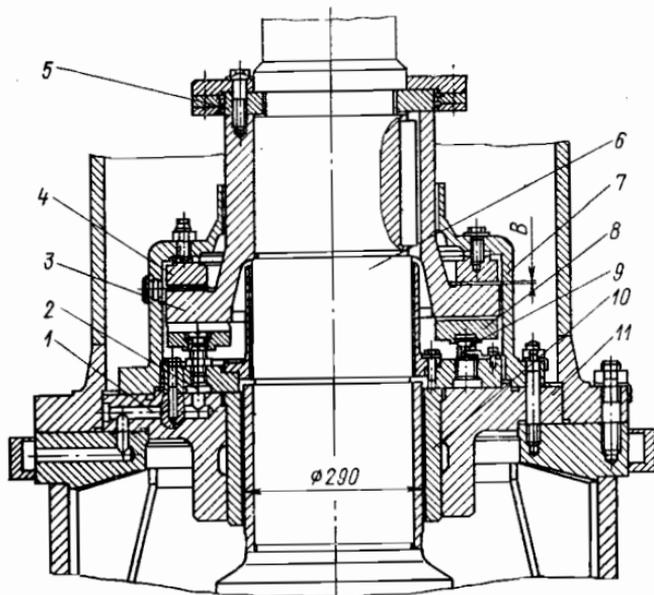


Рис. 7.17. Осевой подшипник Митчела

На рис. 7.17 изображен гидродинамический осевой подшипник Митчела. Пята представляет собой диск 3, изготовленный из стали 40Х, нижний торец которого является рабочей поверхностью. Пята установлена на вал 6 на шпонке и крепится в осевом направлении двумя закладными полукольцами 5. Вместе с валом пята опирается на подпятник, состоящий из семи колодок 8, изготовленных из углеродистой стали с заливкой баббитом Б-83. Колодки, самоустанавливающиеся на опорных винтах 9, выверяют по высоте при помощи контрольной плиты. Пята и подпятник заключены в масляную ванну с повышенным давлением, которое поддерживается за счет щелевого уплотнения В (зазор 0,5—1 мм) между верхним торцом пята и кольцом 4. Масло поступает в каждую колодку через кольцевой коллектор 2 и три отверстия 1 в корпусе 11 радиального подшипника. Циркуляция масла осуществляется насосами системы смазки. Осевой подшипник скомбинирован с радиальным 10 и заключен в корпус 7.

На рис. 7.18 показан подшипник Кингсбери. Диск 3 пята опирается на восемь колодок 2, установленных на верхние уравновешивающие рычаги 1, которые, в свою очередь, двумя заплечиками держатся на заплечиках нижних уравновешивающих рычагов 6. Последние цилиндрическими выступами, расположенными радиально посредине, опираются на плоскость обоймы 7. Таким образом, упорные колодки в комплекте с верхними и нижними рычагами представляют собой замкнутую по кругу рычажную систему. Для образования масляного клина между упорным диском пята и колодками центры 5 упоров колодок смещены от оси симметрии 4 рычагов на расстояние a в сторону вращения.

Если некоторые из упорных колодок по каким-либо причинам выйдут из контакта с пятой, то остальные колодки через рыча-

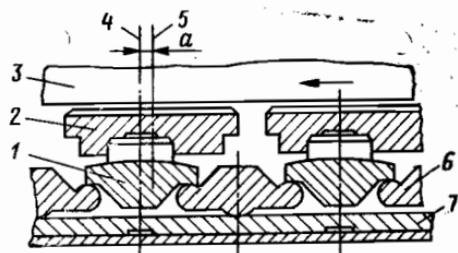


Рис. 7.18. Осевой подшипник Кингсбери

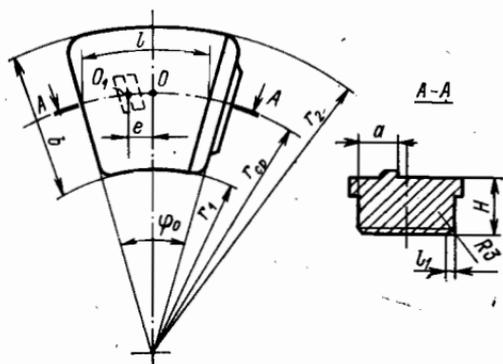


Рис. 7.19. Колодка осевого подшипника

Для нормальной работы подпятника точка опирания колодки [должна быть смещена по направлению вращения относительно центра тяжести рабочей поверхности упорной колодки] (рис. 7.19). Смещение OO_1 называется тангенциальным эксцентриситетом колодки и выражается в миллиметрах или в процентах от средней тангенциальной длины упорной колодки $x = e100/l$. Эксцентриситет считается положительным, если точка опоры O_1 смещена относительно центра тяжести рабочей поверхности колодки O по направлению вращения, и отрицательным, если O_1 смещена относительно точки O против направления вращения. При совпадении точек O и O_1 эксцентриситет равен нулю.

Для осевых подшипников характерны следующие соотношения размеров: $r_2/r_1 = 1,5 \div 2,5$; $l/b = 0,6 \div 1,5$; число колодок $n = 6 \div 12$; отношение поверхности всех колодок к поверхности кольца с радиусами r_1 и r_2 равно $0,7-0,85$; толщина колодки $H = (0,25 \div 0,50) b$; суммарный зазор с обеих сторон кольца $\delta = 0,2 \div 0,8$ мм; длина заходного скоса $l_1 = 0,1l$; расстояние между колодками $18-43\%$ l .

На тепловой режим подшипника большое влияние оказывает система входа масла в смазочный зазор, предназначенная для предотвращения завихрений масла на входе в клин, местных понижений давления и застойных зон перед колодкой, для улучшения температурного режима всей колодки. Лучшие результаты получены при выполнении специального приемного скоса гиперболического профиля (рис. 7.20), предложенного А. К. Дьячковым.

Ординаты (значения $x \cdot 10^{-2}$ в долях от l_1) гиперболического профиля входного конца упорной колодки: $x_1 = 5$; $x_2 = 2,06$; $x_3 = 1,31$; $x_4 = 0,78$; $x_5 = 0,49$; $x_6 = 0,31$; $x_7 = 0,18$; $x_8 = 0,075$; $x_9 = 0,038$; $x_{10} = 0,02$.

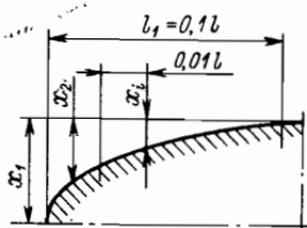


Рис. 7.20. Геометрия приемного скоса колодки

При отклонении формы профиля от оптимальной ухудшается температурный режим колодки. Профилирование входной части колодки позволяет увеличить несущую способность подшипника ориентировочно на 30 %.

Зависимость между минимальной толщиной смазочной пленки и ее температурой и, следовательно, температурой рабочей поверхности колодки учитывают с помощью характеристического числа подпятника

$$\bar{A} = h_{\min} \sqrt{\frac{2W}{\mu_{\text{ср}} D_{\text{ср}} \omega \ln S_9}}$$

(S_9 — эффективная площадь опорной поверхности), которое является аналогом коэффициента несущей способности ($\mu_{\text{ср}}$ — вязкость смазки при усредненном значении температуры в смазочной пленке).

Волнистость зеркала пяты при изготовлении не должна превышать 0,03 мм по периметру, шероховатость поверхности зеркала должна быть не более 1,6 мкм, шероховатость поверхности колодки — не более 6,3 мкм. При увеличении параметра шероховатости поверхности пяты от 1,6 до 10 мкм и неизменном параметре шероховатостей поверхности колодки, равном 6,3 мкм, несущая способность подшипника существенно снижается.

Методика расчета осевых подшипников.

Подшипники с плоскопараллельными плоскостями. В опорах с плоскопараллельными поверхностями скольжения не может быть обеспечен гидродинамический режим жидкостного трения, так как необходимый для этого смазочный клин отсутствует. Такие простейшие опоры имеет смысл применять лишь в тех случаях, когда потери на трение не имеют существенного значения.

Основные размеры плоских пят и подпятников определяются, как правило, конструктивно в соответствии с диаметром вала, полученным из расчета на прочность и жесткость. Затем производится условный проверочный расчет по среднему удельному давлению и произведению $p_m v$, где v — окружная скорость на приведенном радиусе $R_{\text{пр}}$. В действительности давление на подпятник распределяется неравномерно: в случае сплошной пяты эпюра давлений близка к гиперболе (см. рис. 7.15).

Удельная нагрузка на кольцевую пяту

$$p_m = \frac{4W}{\pi (d^2 - d_0^2) \kappa_1},$$

где κ_1 — коэффициент, учитывающий уменьшение площади опорной поверхности за счет смазочных канавок, в зависимости от числа канавок и их ширины $\kappa_1 = 0,8 \div 0,9$; d_0 — внутренний диаметр, $d_0 = (0,6 \div 0,8) d$.

Значение v определяют на окружности радиусом $R_{\text{пр}}$:

$$v = \frac{\omega (d^3 - d_0^3)}{3 (d^2 - d_0^2)}.$$

Проверку на нагрев ведут по уравнению

$$\frac{4W\omega(d^3 - d_0^3)}{3\pi(d^2 - d_0^2)^2 \kappa_1} \leq [\rho_m v].$$

Для сплошной пяты (см. рис. 7.15, а), $d_0 = 0$, следовательно,

$$\rho_m = \frac{4W}{\pi d^2 \kappa_1}; \quad v = \frac{d}{3} \omega; \quad \frac{4W\omega d}{3\pi \kappa_1} \leq [\rho_m v].$$

Для гребенчатой пяты (см. рис. 7.15, в) число гребней z_r определяют из условия

$$z_r \geq \frac{4W}{\pi \kappa_1 (d^2 - d_0^2) [\rho_m]}.$$

Так как нагрузка между гребнями пяты распределяется неравномерно, то значения $[\rho_m]$ снижают на 20—40 % по сравнению с $[\rho_m]$ для кольцевых пят.

Размер h_1 определяют из приближенного расчета на изгиб, принимая условно гребень за балку длиной $l_0 = 0,5(d - d_1)$, заземленную по периметру πd_1 , и несущую равномерно распределенную нагрузку ρ_m . При этих допущениях

$$h_1 \geq \sqrt{\frac{3Wl_0}{\pi d_1 z_r [\sigma]_{\text{н}}}}.$$

Отношение d/d_1 принимают равным 1,2—1,6. Допустимые напряжения занижены; для стальной пяты $[\sigma]_{\text{н}} \approx 0,25\sigma_{-1}$, для чугунного подпятника $[\sigma]_{\text{н}} \approx 0,12\sigma_{-1}$.

При условной проверке по параметру $\rho_m v$, учитывая худшие условия теплоотвода, допустимые значения $[\rho_m v]$ для гребенчатой пяты снижают на 20—40 % по сравнению с $[\rho_m v]$ для кольцевых подпятников.

Подшипники с наклонными поверхностями скольжения. Целью расчета при проектировании упорного подшипника с наклонными поверхностями является определение основных характеристик — несущей способности, потерь мощности на трение и количества смазки, необходимой для создания гидродинамического трения. При этом должны быть удовлетворены основные критерии работоспособности, т. е. $h_{\min} > h_{\text{кр}}$, и максимальная температура смазки в зазоре не должна превышать допустимой. Обычно рекомендуется принимать

$$h_{\text{кр}} = (10 \div 20) \sqrt{D_{\text{ср}}/200} \geq 20 \text{ мкм}, \quad (7.5)$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр осевого подшипника, мм.

Толщина смазочного слоя в клиновом зазоре между наклонной поверхностью и пятой в окружном направлении изменяется линейно. По данным рис. 7.21 может быть получено следующее выражение:

$$h = h_2 - (h_2 - h_{\min}) \chi/l,$$

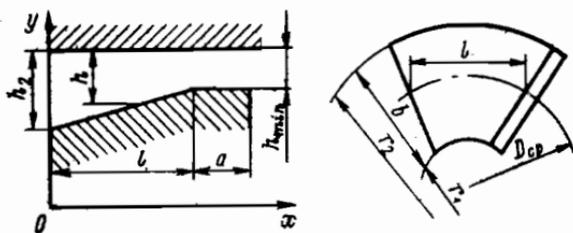


Рис. 7.21. Смазочный слой в клиновом зазоре

где h_2 — толщина смазочного слоя на входе в клин; h_{\min} — толщина смазочного слоя на выходе из клина; x — текущая координата; l — ширина клинового наклонного участка.

Введем отношение $h_2/h_{\min} = \beta_r$, которое является важной характеристикой смазочного слоя и называется *коэффициентом уклона наклонной поверхности*.

Обозначим $\beta_d = d_1/d_2$, тогда средний радиус $r_{ср} = 0,25 \times d_1 (1 + \beta)$, длина $l = 0,5d_1 (\beta_d - 1)$.

Число наклонных поверхностей

$$z_n = \frac{0,5\pi d_1 (1 + \beta_d) - \frac{2W}{d_1 (\beta_d - 1) [\rho_m]}}{(0,25 \div 0,8) d_1 (\beta_d - 1) + l}, \quad (7.6)$$

и, следовательно, угловой размер плоскопараллельного участка

$$\theta_a = \frac{8W}{zd_1^2 (\beta_d^2 - 1) [\rho_m]}; \quad (7.7)$$

угловой размер канавки

$$\theta_c = \frac{4c}{d_1 (1 - \beta_d)}, \quad (7.8)$$

где c — ширина смазочной канавки.

Угловой размер клинового участка для постоянного направления вращения

$$\theta_k = \frac{\pi}{z} - 0,5\theta_a - 0,5\theta_c. \quad (7.9)$$

Угол скоса наклонной поверхности

$$\alpha_c = (\beta_r - 1) \frac{h_{\min}}{l}. \quad (7.10)$$

Коэффициенты нагруженности, сопротивления вращению и расхода смазки указаны на рис. 7.22. Ниже приведена последовательность расчета осевого подшипника с неподвижными несущими поверхностями.

Исходные данные: нагрузка на подпятник W , Н; частота вращения n , с^{-1} ; внутренний диаметр d_1 , м; коэффициент уклона несущих поверхностей β_n ; отношение диаметров β_d ; число несущих поверхностей z_n ; ширина смазочной канавки c ; физические константы смазки (c_p и γ); допустимая удельная нагрузка $[p_m]$; температура смазки на входе t_0 . Последовательность расчета такая.

Приведенный радиус подпятника, м,

$$R_{\text{пр}} = \frac{d_1}{3} \frac{\beta_d^3 - 1}{\beta_d^2 - 1}.$$

Длина наклонной поверхности, м,

$$l = 0,5d_1/(\beta_d - 1).$$

Угол плоскопараллельного участка несущей поверхности θ_a — по формуле (7.7), угол наклонного участка несущей поверхности θ_k — по формуле (7.9).

Ширина несущей поверхности, м,

$$b = 0,25\theta_k d_1 (\beta_d + 1).$$

Динамическую вязкость μ , Па·с, при заданной температуре задают произвольно. Безразмерный коэффициент нагруженности определяют по рис. 7.22, а, безразмерный коэффициент расхода — по рис. 7.22, в. Полный расход смазки, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q = l \left(\frac{\mu}{W} \right)^{0,5} (\omega R_{\text{пр}} b z_n)^{1,5} q_0.$$

Безразмерный коэффициент сопротивления вращению ξ_1 определяют по рис. 7.22, б. Потери на клиновых участках, кВт,

$$N_k = (W \mu_{\text{ср}} z_n b R_{\text{пр}}^3)^{0,5} \omega^{1,5} \xi_1 \cdot 10^{-3}.$$

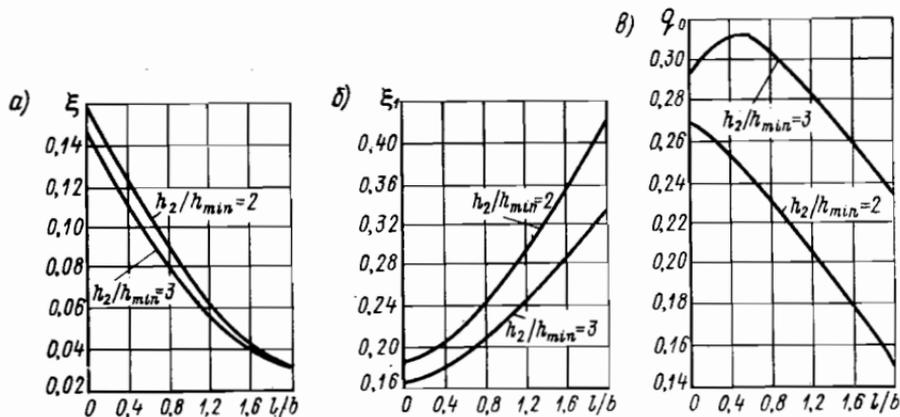


Рис. 7.22. Зависимость коэффициентов ξ , ξ_1 и ξ_0 от l/b и h_2/h_{min}

Минимальная толщина смазочного слоя, м,

$$h_{\min} = l \left(\frac{\mu_{\text{ср}} \omega R_{\text{нр}} b z_n \xi}{W} \right)^{0,5}.$$

Потери на плоскопараллельных участках, кВт,

$$N_a = z_n \theta_a \frac{\mu_{\text{ср}} \omega^2 d_1^4}{64 h_{\min}} (\beta_d^4 - 1) \cdot 10^{-3}.$$

Средняя температура в смазочном слое, °С,

$$t_{\text{ср}} = t_0 + 0,5 \frac{N_{\text{к}} + N_a}{\text{ср}Q}.$$

Угол скоса наклонной поверхности α_c , рад, определяют по формуле (7.10).

Осевые подшипники с самоустанавливающимися колодками. Подвижные сегменты, выполняемые в виде отдельных колодок с опорными ребрами, автоматически устанавливаются в потоке смазки под наимыгоднейшим углом в соответствии с данным режимом работы.

Внутренний радиус r_1 определяется, как правило, конструктивно — в зависимости от диаметра вала. Центральный угол (см. рис. 7.19)

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{z} x_1, \quad (7.11)$$

где z — число сегментов (обычно от 8 до 12); x_1 — коэффициент, учитывающий просветы между сегментами; он равен отношению площади поверхности всех сегментов к площади поверхности кольца с радиусами r_1 и r_2 . Для циркуляции смазки, омывающей сегменты, рекомендуется принимать $x_1 = 0,070 \div 0,85$. При этом обеспечивается поступление к сегментам масла из центральной камеры с минимальным смешением его с маслом, вытекающим из рабочей зоны самих сегментов. Для режима жидкостного трения необходимо соблюдение условия

$$h_{\min} \geq f_{\max} + 0,01 \text{ мм},$$

где f_{\max} — наибольший прогиб упорного кольца; для плоского кольца, защемленного по окружности радиусом r вала и имеющего наружный радиус R ,

$$f_{\max} = k_1 \frac{p_m R^4}{EH^3}; \quad (7.12)$$

k_1 — коэффициент, определяемый по табл. 7.4; p_m — среднее удельное давление, приходящееся на единицу поверхности упор-

Т а б л и ц а 7.4
Значения коэффициентов k_1
и k_2

r/R	k_1	k_2
0,3	0,309	2,462
0,4	0,171	1,632
0,5	0,0834	1,041
0,6	0,0336	0,618
0,7	0,0106	0,325
0,8	0,0002	0,135

Так как, с другой стороны, площадь сегмента

$$F = \frac{l}{r_1} \left(1 + \frac{l}{2r_1}\right) \varphi \sigma_1^2,$$

то задавшись значением r_1 , можно найти расчетную ширину сегмента l .

Минимальная толщина смазочного слоя

$$h_{\min} = \varphi \sigma_1^2 \sqrt{\frac{\mu \omega \xi}{W}}. \quad (7.15)$$

Момент вязких сил, препятствующих вращению одного сегмента,

$$M_{\text{тр}} = \frac{\mu \omega r_1^4 \varphi_0}{h_{\min}} \xi_1. \quad (7.16)$$

Количество смазки, протекающей через клиновой зазор одного сегмента в тангенциальном и радиальном направлениях,

$$Q = h_{\min} \omega r_1^2 g_0. \quad (7.17)$$

Для подшипников характерны такие соотношения размеров сегментов: $r_2/r_1 = 1,5 \div 2,5$; $b/L = 0,6 \div 1,5$; число сегментов $z = 6 \div 12$; отношение поверхности всех сегментов к поверхности кольца с радиусами r_2 и r_1 $x_1 = 0,7 \div 0,85$.

На рис. 7.23 приведены значения коэффициентов нагруженности (рис. 7.23, а), сопротивления вращению (рис. 7.23, б) и расхода смазки (рис. 7.23, в).

Последовательность расчета такая. Исходные данные: общая нагрузка на опору W ; число сегментов z ; внутренний радиус r_1 ; наружный радиус r_2 ; материал вала; материал сегментов, тип смазки, частота угловой скорости вращения ω .

Нагрузка на один сегмент

$$W_z = W/z.$$

ного кольца; E — модуль упругости; H — толщина кольца, определяемая из выражения

$$H \geq R \sqrt{k_2 \rho_m / [\sigma]_{\text{н}}}; \quad (7.13)$$

k_2 — коэффициент по табл. 7.4.

Площадь сегмента предварительно определяется из условия

$$F = \omega_z / [\rho_m], \quad (7.14)$$

где $[\rho_m]$ — допустимое удельное давление.

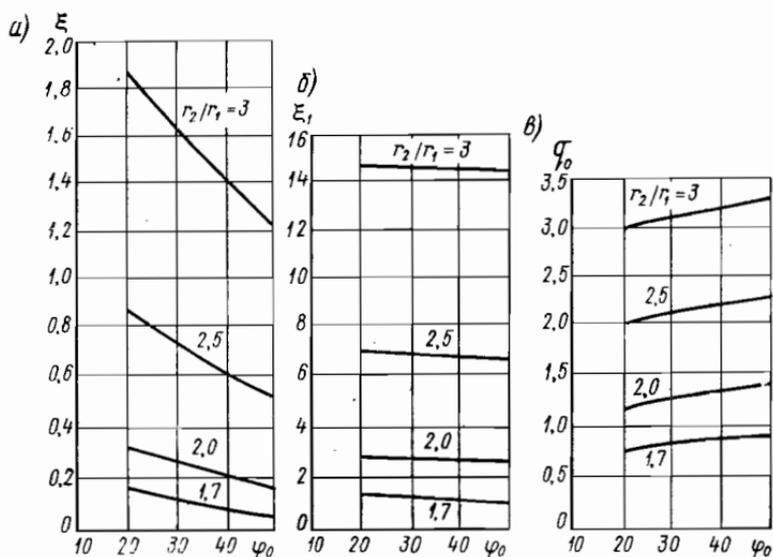


Рис. 7.23. Зависимость коэффициентов осевого подшипника с самоустанавливающимися колодками ξ , ξ_1 и ξ_0 от φ_0 и l/b

Находят центральный угол, задавшись значением x_1 , по формуле (7.11).

Площадь поверхности одного сегмента определяют по формуле (7.14). Проверяют значение среднего удельного давления

$$p_m = W_z/F$$

и сравнивают его с допустимым.

Находят по рис. 7.23, а значение коэффициента нагруженности ξ . Минимальную толщину смазочного слоя вычисляют по формуле (7.15). Толщину упорного кольца — по формуле (7.13), полагая $R = r_2$, $r = 0,8r_1$ (см. рис. 7.19). По табл. 7.4 находят k_2 . Максимальный прогиб — по формуле 7.12. Проверяют условие $f_{\min} \geq f_{\max} + 0,01$ мм.

Момент сопротивления вращению одного сегмента вычисляют по формуле (7.16), где ξ_1 находят по рис. 7.23, б.

Определяют средний расход смазки по формуле (7.17), где q_0 находят из рис. 7.23, в.

Общий расход смазки

$$Q_0 = zQ.$$

Повышение температуры смазки в рабочей части сегмента

$$\Delta t = M\omega/(427cyQ).$$

Если при проектировании опоры задана вполне определенная температура масла на входе, а его средняя температура не совпа-

дает с предварительно намеченной, то надо выполнить новый расчет с соответствующей поправкой, т. е. решить задачу методом последовательных приближений.

7.5. Гидростатические подшипники (ГСП)

Гидростатические радиальные подшипники. Они имеют следующие преимущества перед гидродинамическими:

- высокую несущую способность;
- небольшие потери на трение;
- практически неограниченный ресурс из-за отсутствия контакта между рабочими поверхностями подшипника;
- отсутствие необходимости теплоотвода от подшипникового узла;
- использование в качестве смазки перекачиваемой жидкости при рабочей температуре, что позволяет встраивать ГСП непосредственно за рабочим колесом и уменьшать консоль вала.

От гидродинамических подшипников ГСП отличаются тем, что давление жидкости в несущем слое ГСП создается внешним источником, которым может служить рабочее колесо или специальная система с подпиточным насосом. Если жидкость подводится от постороннего источника, то несущая способность ГСП не зависит от частоты вращения вала, т. е. от развиваемого рабочим колесом напора. С эксплуатационной точки зрения предпочтительнее первый вариант питания ГСП, хотя при пусках и остановках происходит касание рабочих поверхностей.

Для уяснения принципа работы ГСП рассмотрим рис. 7.24. Коллектор 3 соединен с отверстием 4 со стороны высокого давления, а по торцам А и Б — со стороны низкого давления источника питания подшипника жидкостью. Под действием этой разности давлений вода поступает в камеры 2, а из них по зазору между валом 5 и корпусом 6 подшипника вытекает в полость низкого давления. Давление в камере определится из выражения $p = p_k - \Delta p_{др}$, где p_k — давление в коллекторе; $\Delta p_{др}$ — потери давления при протекании жидкости через дроссель 4.

Так как все камеры соединены с общим коллектором, то при одинаковых дросселях и концентричном расположении вала (эксцентриситет $e = 0$) в подшипнике расход жидкости через все камеры и потери в дросселях будут одинаковыми а следовательно, давления в камерах также будут одинаковыми. Если в какой-нибудь камере сместить вал, то сопротивление гидравлического тракта через эту камеру (от коллектора до слива) увеличится, расход через нее будет меньшим, падение давления в дросселе уменьшится, а давление в камере возрастет. При этом

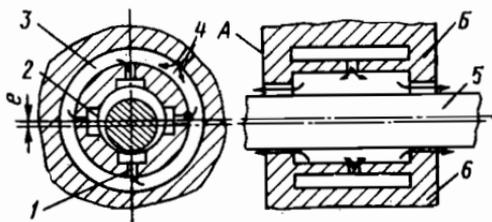


Рис. 7.24. Принципиальная схема ГСП

в диаметрально противополо-

ложной камере давление упадет. Таким образом, при смещении вала от концентричного положения создается разность давлений в камерах, в результате которой возникает восстанавливающая сила, действующая на вал в направлении, противоположном направлению его смещения. При определении эксцентриситета, величину которого задают в процессе расчета исходя из условий работы ГСП, можно добиться того, что вал будет удерживаться в подшипнике во взвешенном состоянии. Подшипник, выполненный по этой схеме, называется камерным ГСП с постоянными дросселями на входе и отводом жидкости через торцы подшипника. Он отличается сравнительной простотой конструкции. На рис. 7.25 изображен ГСП такого типа.

Корпус подшипника 1 выполнен из стали 20X13. На его внутренней поверхности равномерно по всей окружности расположены 12 несущих камер 3. Вода в несущую камеру поступает через дроссель 2. На шейке вала насоса напрессована втулка, изготовленная также из стали 20X13. Чтобы зафиксировать положение подшипника в горловине насоса при резких изменениях температуры, корпус подшипника центрируют четырьмя шпонками 5. Слив воды из ГСП на всасывание рабочего колеса осуществляется по отверстиям 4.

Камерные ГСП с переменным дросселированием. При одинаковых габаритах и прочих равных условиях (используемый перепад, эксцентриситет) они имеют грузоподъемность несколько выше, чем ГСП с постоянными дросселями на входе. Применяются в основном в насосах для перекачивания жидкостей со взвешенными частицами, поскольку входная щель менее подвержена забиванию, чем дроссели.

В одном из разработанных подшипников (рис. 7.26) имеется 16 рабочих камер 7, каждая из которых соединена винтовыми канавками 3 с диаметрально противоположной регулировочной камерой 2. Давление в рабочих камерах

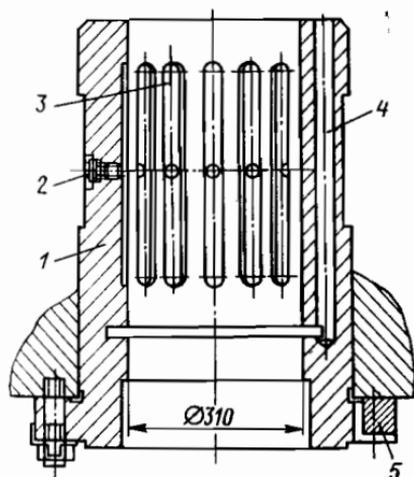


Рис. 7.25. Камерный ГСП

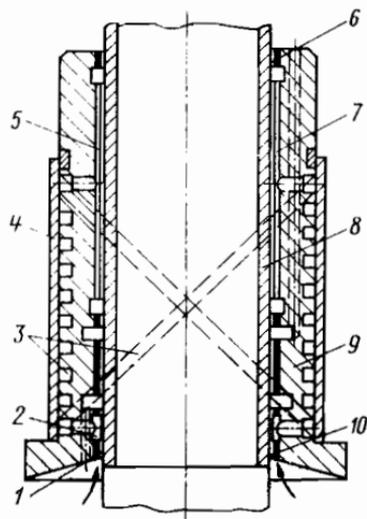


Рис. 7.26. ГСП с переменным дросселированием

регулируется двумя переменными сопротивлениями: на входе в рабочую камеру и на выходе из нее, причем при сближении с втулкой в камерах с уменьшенным зазором входное сопротивление падает, а выходное возрастает. В камерах с увеличенным зазором обратная картина. В результате возникает более высокий перепад давлений по сравнению с тем случаем, когда на входе имеется постоянное сопротивление (дроссель). Следовательно, ГСП обладает повышенной грузоподъемностью. Корпус 9, обечайка 4 и втулка 8 на валу изготовлены из стали Х18Н9 с наплавкой по рабочим поверхностям стеллитом ВЗК. Он более чувствителен к перекосу, чем подшипники других конструкций. Дело в том, что при перекосе, когда, например, зазор 6 уменьшается, зазор 10 увеличивается на ту же величину (при соосном положении вала он бы тоже уменьшился). Одновременно происходит частичное закрытие зазора 1 на эту же величину (при соосном положении вала он бы увеличился). Таким образом, подача среды в камеру 7 будет меньше нормальной. И хотя при этом сопротивление на сливе из камеры увеличится, оно не сможет компенсировать увеличение сопротивления на подаче, в связи с чем грузоподъемность ГСП уменьшится. Более того, увеличение зазора 10, приводящее к уменьшению давления в камере 5, еще более снижает грузоподъемность.

Дросселирование в щелевом подшипнике осуществляется, как уже говорилось, в зазоре между неподвижным корпусом и вращающимся валом со стороны рабочего колеса. Это значительно снижает чувствительность его ко всякого рода механическим включениям. Кроме того, если вал смещается параллельно втулке, то даже при изнашивании уплотнительных поясков (до некоторых пределов) не изменяется отношение между перепадами давлений на уплотнительных поясках рабочих и регулировочных камер, т. е. грузоподъемность ГСП не меняется.

К недостаткам щелевых ГСП кроме сложности в изготовлении и повышенной чувствительности к перекосам вала относятся большие геометрические размеры из-за наличия регулировочных камер и увеличенный (в 2—4 раза) по сравнению с дрессельными ГСП расход питающей жидкости. Кроме того, в этой конструкции по длине регулировочных камер и на их уплотняющих поясках возникают гидродинамические силы, совпадающие по направлению с приложенной нагрузкой, в связи с чем регулировочные участки необходимо выполнять как можно меньшей длины.

Регулировать давление в камерах ГСП можно различными автоматическими устройствами, реагирующими на смещение вала и нагрузку. Такие ГСП имеют существенно большую жесткость по сравнению с рассмотренными выше ГСП, в связи с чем их целесообразно применять в насосах, в которых возникают значительные радиальные силы (в частности, в результате дисбаланса, появляющегося в процессе работы).

Промежуточным («гибридным») между гидродинамическим и гидростатическим можно назвать ГСП, у которого большая часть рабочей поверхности гладкая, а рабочие камеры выполнены в виде ряда отверстий небольшой площади. В этом варианте при работе насоса в подшипнике развиваются заметные гидродинамические силы. С другой стороны, даже при невращающемся вале грузоподъемность такого подшипника с питанием от постороннего источника не хуже, чем у камерных ГСП. Этот подшипник известен под

названием «гидростатодинамический». В гидростатодинамических подшипниках при увеличении частоты вращения вала грузоподъемность возрастает в гораздо большей степени, чем в камерных. Подшипник состоит из гладкой втулки с камерами, расположенными обычно в два ряда на одинаковом расстоянии от торцов, в которые ввернуты штуцера с дроссельными отверстиями.

По конструкции и технологичности гидростатодинамические ГСП проще всех рассмотренных. ГСП характеризуются следующими безразмерными параметрами:

— коэффициентом грузоподъемности θ — отношением воспринимаемой нагрузки F к некоторой эффективной силе $F_0 = \Delta p l d_b$, где Δp — перепад давлений на подшипнике:

$$\theta = F / (l d_b \Delta p);$$

— коэффициентом расхода σ — отношением фактического расхода через ГСП к расходу через торцовую перемычку с площадью равной $S = \pi d_b \delta_0$ при перепаде, соответствующем перепаду на подшипнике;

$$\sigma = \frac{Q}{\pi d_b \delta_0 \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}};$$

— параметром настройки

$$t' = \left[\frac{p_k}{\Delta p_{др}} \right]_{\epsilon=0},$$

где p_k — давление в рабочей камере; $\Delta p_{др}$ — разность давлений на дроссельном отверстии.

В приведенных формулах l — длина камеры подшипника; $d_b = 2r$ — диаметр вала; δ_0 — радиальный зазор; ω — угловая скорость;

— параметром вращения $\bar{\Omega}$ — отношением скоростного напора жидкости, вращающейся вместе с валом, к статическому перепаду давлений на ГСП:

$$\bar{\Omega} = \frac{(\varphi \omega r)^2 \gamma}{2g \Delta p}, \quad (7.18)$$

где φ — коэффициент, показывающий долю окружной скорости вала, которую имеет усредненная по зазору окружная скорость жидкости.

С учетом этого параметра перепад давлений между камерами следует вычислять по формуле

$$\Delta p = (p_1 - p_2) + \frac{\gamma}{2g} (\varphi \omega r)^2.$$

Проведенный анализ позволяет сформулировать следующие выводы и рекомендации.

1. Число камер должно быть не менее шести для вала любого диаметра; больше 10—12 камер применять нецелесообразно, так как увеличение их числа уменьшает проходное сечение ограничителя расхода, но не улучшает характеристики ГСП. При числе камер $N \geq 10$ характеристики ГСП становятся изотропными.

2. Относительную безразмерную ширину рабочих камер $\bar{a} = a/(a + b)$ следует выбирать в пределах 0,2—0,5, где a и b соответственно ширина и длина рабочих камер.

3. Для медленно вращающихся валов ($n = 17 \div 25 \text{ с}^{-1}$) параметр настройки t' нужно выбирать в пределах 0,5—2.

4. При быстро вращающемся вале ($n > 50 \text{ с}^{-1}$) максимальные коэффициенты грузоподъемности можно получить при гораздо меньших значениях t' . Однако при слишком малом значении параметра настройки ($0,01 \leq t' \leq 0,5$) в расширяющейся части зазора (по направлению вращения вала) появляется зона отрицательных давлений. Это приводит к выделению газов из рабочей жидкости и может вызвать значительное снижение грузоподъемности (из-за изменения плотности и появления сжимаемости пленки), кавитационные явления и повышенный износ, потерю устойчивости ротора и быстрый выход насоса из строя. Значение $t' = 1$ гарантирует отсутствие отрицательного давления в любой точке подшипника для параметров вращения $0 \leq \bar{\Omega} \leq 0,4$. Однако при $\bar{\Omega} > 0,05$, выбирая t' несколько меньше единицы, можно получить значительное уменьшение расхода жидкости и более высокие значения коэффициента грузоподъемности.

5. Увеличение длины рабочих камер при вращающемся вале приводит к значительному повышению коэффициентов грузоподъемности, но безразмерная длина $m = l/d$ рабочих камер не должна быть более 2, так как при слишком длинном подшипнике увеличивается влияние перекоса вала.

7.6. Гидростатические осевые подшипники

Принцип работы гидростатических осевых подшипников поясняется рис. 7.27.

При сближении поверхностей упорного диска 4 и подпятника (поз. 1 и 3) изменяется гидравлическое сопротивление на входе в рабочие камеры и выходе из них из-за изменения перепада давлений. В результате давление в нижних камерах растет, а в верхних падает. Появляется сила, стремящаяся удержать вал в исходном положении. Аналогично гидростатическая пята работает при перекосах вала. При уменьшении зазора в зоне камеры 7 (или 6), соответствующем увеличению зазора в зоне камеры 5 (или 8) между ними возникает из-за перераспределения давлений момент сил, стремящийся вернуть упорный диск в исходное положение.

Наибольшие возможности для практического применения гидростатических подпятников существуют в герметичных насо-

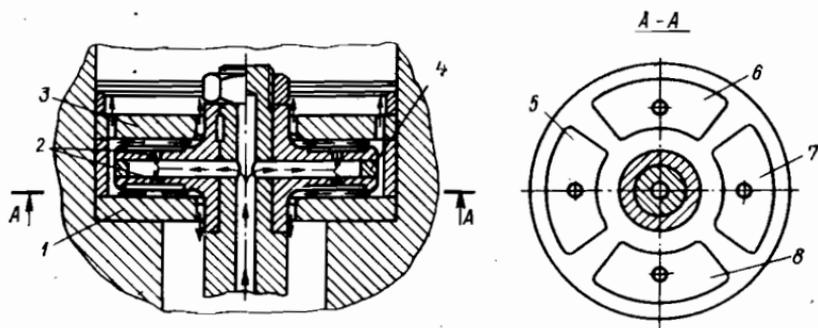


Рис. 7.27. Гидростатический осевой подшипник

сах вследствие сравнительно небольших нагрузок на их ротор. Гидростатические упорные подшипники по аналогии с радиальными можно выполнять комбинированными (гидростатодинамическими). Их несущая способность обеспечивается суммарным действием гидростатического и гидродинамического эффектов нагнетания жидкости в зазор. Отличительная особенность этих подшипников — размещенные на поверхности подпятников карманы или камеры с подачей в них давления от постороннего источника, глубина которых сравнима с минимальной толщиной пленки. Несущая способность существует и при невращающейся пяте и возрастает по мере увеличения частоты вращения.

Методика расчета радиальных ГСП. Нужно определить: расход жидкости через ГСП, рабочий эксцентриситет цапф в подшипниках и критическую частоту вращения ротора.

Порядок расчета следующий.

1. Определяют в первом приближении перепад статического давления на ГСП, который может быть использован для уравнивания нагрузки: $\Delta p = 0,9\gamma H$, где H — напор насоса. Здесь коэффициент 0,9 учитывает потери давления на трассе подвода воды от рабочего колеса до подшипника и на трассе слива из подшипника до всасывания насоса.

2. По формуле (7.18), полагая $\varphi = 0,7$, находят параметр вращения

$$\bar{\Omega} = \frac{(0,7\omega r)^2 \gamma}{2g\Delta p}.$$

3. В соответствии со сказанным о влиянии величины параметра настройки t' выбирают равным 0,5.

4. Находят коэффициент грузоподъемности, при котором будет уравновешена нагрузка от гидравлической силы R_r на колесе,

$$\theta = R_r / (\Delta p l d).$$

5. По характеристике $\theta = f(\chi)$ (рис. 7.28) определяют относительный эксцентриситет, при котором будет работать цапфа подшипника χ :

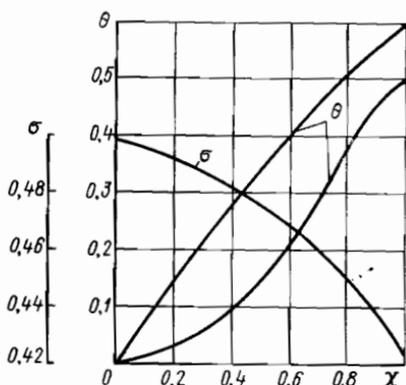


Рис. 7.28. Рабочие характеристики камерного ГСП

6. Минимальная толщина жидкостной пленки по нижней кромке нижнего ГСП

$$h_{\min} = (1 - \bar{\kappa}) \delta_0.$$

7. По характеристике $\sigma = f(\bar{\chi})$ (см. рис. 7.28) для $\bar{\chi}$ находят безразмерный коэффициент расхода σ и расход жидкости через нижний ГСП

$$Q_H = \sigma \pi D \delta_0 \sqrt{2g\Delta p/\gamma}.$$

8. По найденному расходу Q_H рассчитывают потери по трассам питания и слива и уточняют перепад статического давления, если это необходимо.

7.7. Выбор материалов для опор скольжения

Для подшипников, работающих в режиме жидкостной смазки, выбор антифрикционных материалов — ответственный момент в процессе проектирования опор скольжения, поскольку материал вкладыша определяет работу подшипника в периоды пуска или останова.

Для подшипников скольжения в основном используются металлы, пористые металлы (полученные методами порошковой металлургии) и неметаллы.

Металлы обычно применяют в узлах трения при смазке, осуществляемой за счет подачи масла извне. При работе по стали наилучшей совместимостью и прирабатываемостью обладают баббиты, однако их применение ограничено низкой прочностью как при статических, так и при динамических нагрузках. Баббиты широко используются в двух- и трехслойных подшипниках. Промежуточный слой, наносимый на стальную основу, — свинцовистая или алюминиевая бронза. Например, известно строение слойного подшипника, на стальную основу которого нанесены сплав медь—свинец толщиной 0,2 мм и слой баббита 0,025 мм.

Алюминиевые сплавы имеют преимущества перед баббитами и сплавами на основе меди (более высокие несущая способность, теплопроводность, усталостная прочность и коррозионная стойкость). Их прирабатываемость может быть улучшена путем нанесения слоя баббита.

В большинстве конструкций применяют материалы, изготовленные на базе *металлокерамической бронзы* или железа, которые могут работать при температуре до 65 °С. Подшипники из металлокерамической бронзы работают при более высоких скоростях, чем подшипники из металлокерамического железа. Однако по-

следние обладают более высокой несущей способностью ($[p_m] = 5,6 \cdot 10^7$ Па), чем бронзовые ($[p_m] = 3,8 \cdot 10^7$ Па).

Углеродистые материалы при работе в паре со стальным валом обеспечивают тем более низкий коэффициент трения и износ, чем больше содержат графита. Углерод в форме графита часто используют в комбинации с политетрафторэтиленом и другими материалами. Например, графит с политетрафторэтиленом работает при $[p_m v] = 7 \cdot 10^5$ Па·м/с.

Поликарбонатные и полиформальдегидные смолы имеют хорошие антифрикционные свойства. Их используют в сочетании с другими материалами, например с пористой бронзой или политетрафторэтиленом. Основные свойства этих материалов приведены в прилож. 1.

ГЛАВА 8. КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Назначение и классификация. Концевые уплотнения насосов служат для уменьшения, а в некоторых случаях — для предотвращения утечек перекачиваемой жидкости из корпуса насоса в местах выхода из него вращающегося вала. Если на всасывании имеется разрежение, концевые уплотнения должны препятствовать подсосу воздуха. В насосах, работающих на горячих жидкостях, такие уплотнения должны охлаждать шейки вала, с тем чтобы обеспечить условия нормальной работы подшипников.

По принципу работы концевые уплотнения насосов можно разделить на контактные, бесконтактные и комбинированные. К контактным уплотнениям относятся сальниковые, торцовые и плавающие, к бесконтактным — щелевые, лабиринтные и динамические. Комбинированные уплотнения содержат в себе элементы обоих названных типов.

8.1. Сальниковые уплотнения

Сальниковые уплотнения — наиболее давние и до сих пор наиболее распространенные в насосостроении, что объясняется простотой их конструкции.

В корпусе сальника устанавливают кольца из мягкой сальниковой набивки. В осевом направлении кольца сальника поджимают нажимной втулкой, в результате чего набивка прижимается к втулке вала, уплотняя его.

Конструктивные схемы уплотнения вала сальником представлены на рис. 8.1. Действует сальник следующим образом (рис. 8.1, а). Втулка 2 давит на эластичную набивку 3 и через нее — на поверхность вала 1, уплотняя зазор между набивкой и валом. При этом преодолеваются сила трения набивочного ма-

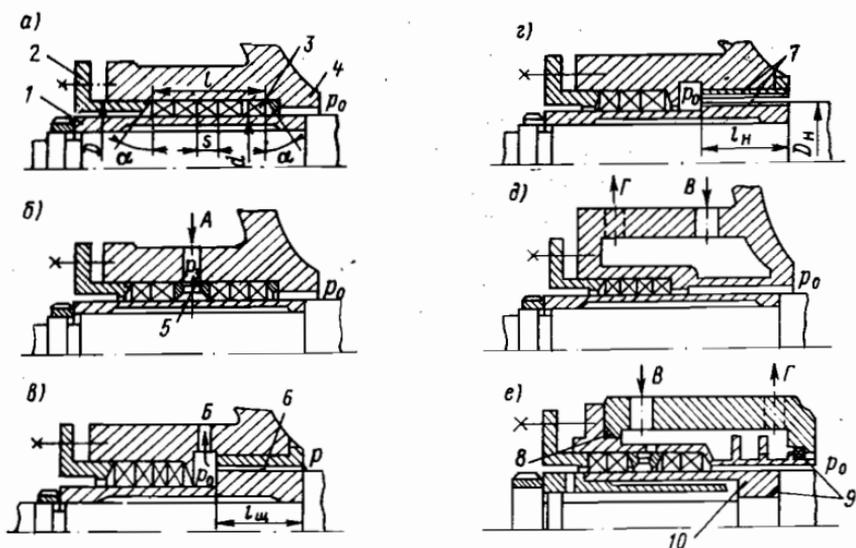


Рис. 8.1. Схемы сальников

A — подвод запирающей воды; *B* — отвод запирающей воды; *B* и *Г* — соответственно подвод и отвод охлаждающей воды

териала о вал и внутреннюю стенку коробки сальника 4 и реакция от упругой деформации материала набивки. Следовательно, напряжение от осевого сжатия неодинаково по длине сальника и находится в определенной зависимости от длины.

Для обеспечения плотности по зазору необходимо, чтобы осевое напряжение сжатия сальника σ_x было всегда несколько больше радиального напряжения σ_r , действующего на поверхность вала. Соотношение между σ_x и σ_r следующее:

$$\sigma_x = k\sigma_r,$$

где k — коэффициент, зависящий от физических свойств набивочного материала (всегда больше единицы).

Изменение осевого напряжения вдоль уплотнения

$$\sigma_x = p_0 e^{2f \frac{l-x}{s}},$$

где p_0 — давление в насосе; f — коэффициент трения покоя, отнесенный к осевому давлению, $f = 0,01 \div 0,05$; s — толщина кольца набивки; l — полная длина уплотнения.

Если $x = l$,

$$\text{то } \sigma_{x=l} = p_0;$$

если $x = 0$, то напряжение осевого сжатия сальника у втулки

$$\sigma_H = \sigma_{x=0} = p_0 e^{2f \frac{l}{s}}.$$

Приведенные формулы не учитывают влияния на σ_x реакции от действия упругой деформации материала. При уплотнении вала сальником l/s принимается равным 9.

Условия, обеспечивающие герметичность сальника, определяются из уравнения

$$Q = 0,262 [D_s/(\mu l)] b^3 \Delta p,$$

где Q — утечка; D_s — средний диаметр по зазору; b — радиальный зазор по радиусу; μ — динамическая вязкость; Δp — перепад давлений на концах зазора. Из этого уравнения следует, что утечку жидкости через зазор сальникового уплотнения можно уменьшить, увеличивая длину сальника l и уменьшая D_s и b . Величины D_s и l — постоянные и конечные; b — переменная, зависящая от давления жидкости в насосе, напряжения осевого сжатия и физических свойств набивки. Таким образом, сколь угодно малую утечку жидкости через сальник можно получить, если уменьшать только зазор.

Теоретически утечки полностью исключаются, если зазор равен нулю. Однако практически нулевой зазор обеспечить невозможно, поскольку потребовалось бы создать чрезмерно большие напряжения сжатия набивки, что привело бы к недопустимым потерям на трение.

При правильной работе сальникового уплотнения через него должно протекать некоторое количество жидкости (тонкой струйкой) для смазки колец набивки и отвода части теплоты, выделяющейся при трении.

Мощность, кВт, теряемая на трение в сальнике (см. рис. 8.1),

$$N = 3,22 \cdot 10^{-6} n r^2 s \sigma_0 \left(1 - e^{-2af \frac{l}{s}} \right),$$

где n — частота вращения вала, с^{-1} ; r — радиус втулки, см, $r = d/2$; s — толщина кольца сальниковой набивки, см; σ_0 —

контактное напряжение между набивкой и валом, $\sigma_0 = p_0 e^{2af \frac{l}{s}}$; l — длина пакета сальниковой набивки, см; a — коэффициент, $a \approx 0,5$; f — коэффициент трения, $f = 0,01 \div 0,1$. Для равномерного распределения напряжений число колец сальниковой набивки рекомендуется принимать не более четырех. Четких рекомендаций по выбору толщины кольца набивки нет. Ориентировочно можно принимать $s = \sqrt{d}$ для валов с диаметром до 100 мм и $s = 2\sqrt{d/3}$ — для валов с диаметром свыше 100 мм (s и d в мм). Полученный размер сечения набивки округляют до ближайшего стандартного размера.

Если насос работает с разрежением на входе, то между кольцами набивки устанавливают гидравлическое кольцо 5 (рис. 8.1, б). Запирающая жидкость подводится под давлением к кольцу через отверстие. Таким образом создается гидравлический затвор, пре-

пятствующий проникновению воздуха в насос. Гидравлические кольца устанавливают также в уплотнениях, которые должны предотвращать выход наружу перекачиваемой жидкости (например, горячей воды). В этом случае к кольцу от постороннего источника подводят жидкость под давлением $p = (1,25 \div 1,3) p_0$, по физическим свойствам подобную перекачиваемой жидкости.

Если давление перед сальником превышает 1 МПа, необходимо предусмотреть разгрузку. В отдельных случаях разгрузка выполняется и при более низких давлениях. Наиболее распространены следующие две схемы разгрузки.

1. Перед сальником устанавливают дросселирующую втулку 6 (рис. 8.1, а). В цилиндрической щели с зазором 0,2—0,3 мм происходит дросселирование протекающей жидкости, в результате чего ее давление уменьшается до значения, равного давлению в полости, куда отводится жидкость перед сальником.

2. Перед сальником устанавливают винтовой импеллер 7 (рис. 8.1, б), который при вращении вала отгоняет жидкость от сальника, снижая давление перед последним. Это уплотнение более экономично в связи с отсутствием потерь жидкости на разгрузку.

При перекачивании горячей воды происходит интенсивное выщелачивание набивки. Для предупреждения этих явлений сальниковое уплотнение охлаждают. Охлаждение способствует также ограничению теплового потока от корпуса насоса к корпусу сальника, препятствует распространению теплоты по валу. Наиболее распространенное и простое — наружное охлаждение сальника (рис. 8.1, в). Для интенсификации охлаждения применяют комбинированный способ. В этом случае втулку вала 10 (рис. 8.1, г) изготавливают из двух частей и делают в ней отверстия для подвода и отвода охлаждающей жидкости. Одна часть жидкости омывает снаружи корпус сальника и отводится через специальное отверстие, а другая часть через отверстия в корпусе и втулке в зоне гидравлического кольца попадает под втулку, омывает ее изнутри и отводится в сливное корыто.

Охлаждаемые полости должны быть надежно уплотнены для предотвращения попадания охлаждающей жидкости в рабочую полость насоса. Довольно надежно работают уплотнительные кольца 8 из круглой резины. Кольца 9, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, должны быть выполнены из резины специальных марок: термостойкой, маслобензостойкой и т. п.

Охлаждаемые сальниковые уплотнения надежно работают при температуре перекачиваемой жидкости 150—180 °С.

8.2. Конструкции сальниковых уплотнений

Классификация по конструктивным признакам. В основу системы классификации (рис. 8.2) положен признак, определяющий все остальное конструктивное исполнение узла, — *расположение*

герметизируемой рабочей поверхности. Наиболее распространены конструкции, в которых герметизируемой рабочей поверхностью является наружная поверхность вала (рис. 8.3).

Следующий по значимости классификационный признак — *метод герметизации*, в котором различаются постоянное давление на уплотнитель и периодическое сжатие уплотнителя. Такое разделение важно, поскольку оно определяет конструкцию нажимного устройства и существенно влияет на рабочий процесс.

Далее в разработанной системе классификации существует разделение *по типам нажимного механизма*, т. е. по направлению и месту приложения усилия, воздействующего на уплотнитель. Нажимные механизмы выполняют в следующих вариантах: аксиальный со стороны атмосферы, аксиальный со стороны герметизируемой среды, механизм радиальный и занимающий особое место — механизм нагнетания в сальниковую коробку пластичной набивки.

В конструкциях с герметизируемой рабочей поверхностью на валу и герметизацией путем периодического сжатия уплотнителя распространен аксиальный нажимной механизм, расположенный со стороны атмосферы (см. рис. 8.3). Наиболее радикальное изменение конструкции узла вызывает введение радиального нажимного механизма. Такое уплотнение, в котором набивка прижимается к валу в результате периодической радиальной деформации винтом-поршнем эластичного кольцевого вкладыша, размещенного между расточкой корпуса и уплотнителем, показано на рис. 8.4.

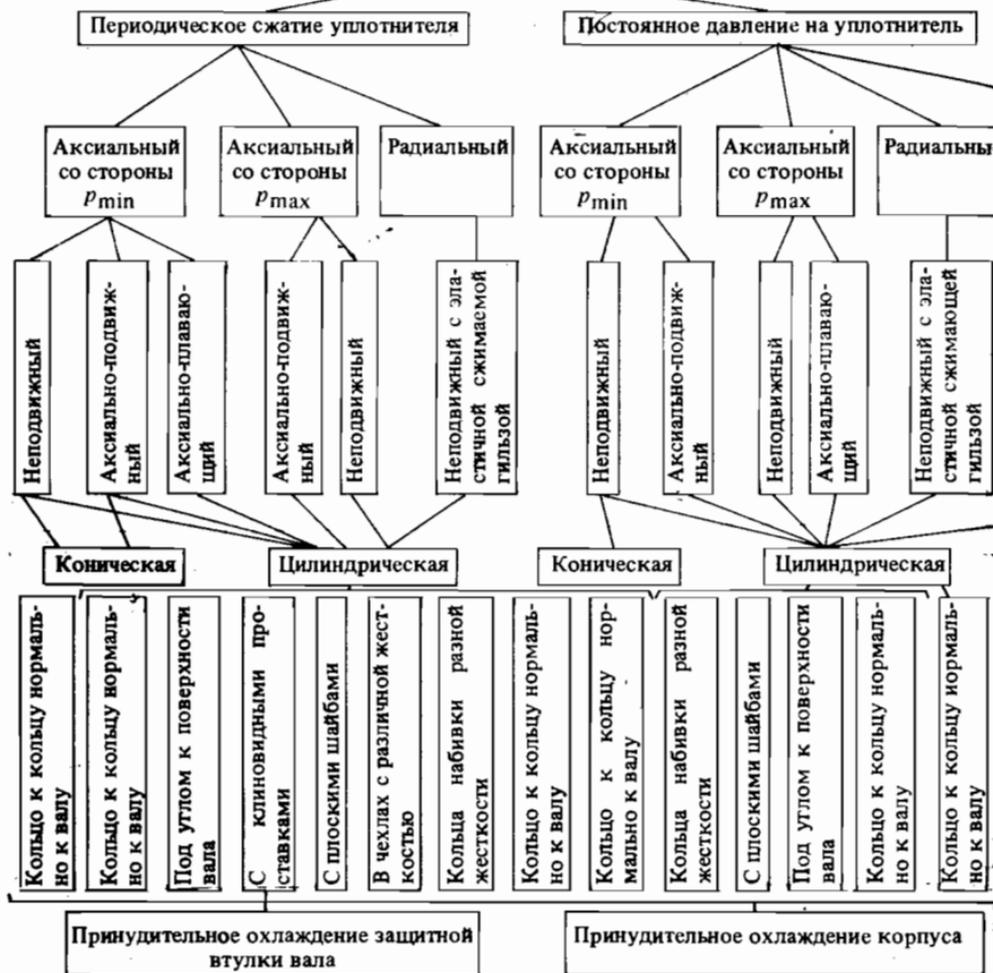
Наибольшее число модификаций конструкции сальникового уплотнения с герметизацией по валу реализуется путем постоянного давления на уплотнитель. Известна конструкция, в которой постоянное давление на уплотнитель создается кольцевым поршнем, установленным со стороны атмосферы. Для постоянства давления к внешнему торцу поршня подведено давление от внешнего источника.

Было разработано уплотнение с кольцевым поршнем — гидросилителем, расположенным со стороны герметизируемой среды (рис. 8.5). Уплотнения с постоянным радиальным давлением на набивку являются, как и уплотнения с кольцевым поршнем со стороны герметизирующей среды, логическим развитием уплотнений с периодическим радиальным сжатием уплотнителя. В них набивка охвачена кольцевой эластичной мембраной (чулком), к внешней стороне которой подводится давление (рис. 8.6).

В ряде сальниковых уплотнений пластичная набивка (состоящая из пропитанной антифрикционным составом паклевидной массы) используется как обычная плетеная набивка.

Преыдушие классификационные признаки в значительной мере определяют конструктивное исполнение основной детали узла — *корпуса* (сальниковой коробки). Чаще всего сальниковую коробку выполняют в виде неподвижной относительно корпуса машины детали с концентричной относительно вала расточкой.

Наружная поверхность вала



Модификация этой конструкции — эффективное средство трансформации эпюры радиального давления набивки.

Форма гнезда под пакет набивки — следующий классификационный признак. В основном распространена цилиндрическая расточка, но для трансформации эпюры давления набивки применяется коническая форма расточки с уменьшающимся ко дну камеры диаметром.

По расположению колец набивки в сальниковой коробке наиболее распространен метод «кольцо к кольцу» — торцы колец лежат в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Другой вариант — скошенное расположение набивки, когда торцы колец образуют с осью угол, отличный от прямого, что позволяет существ-

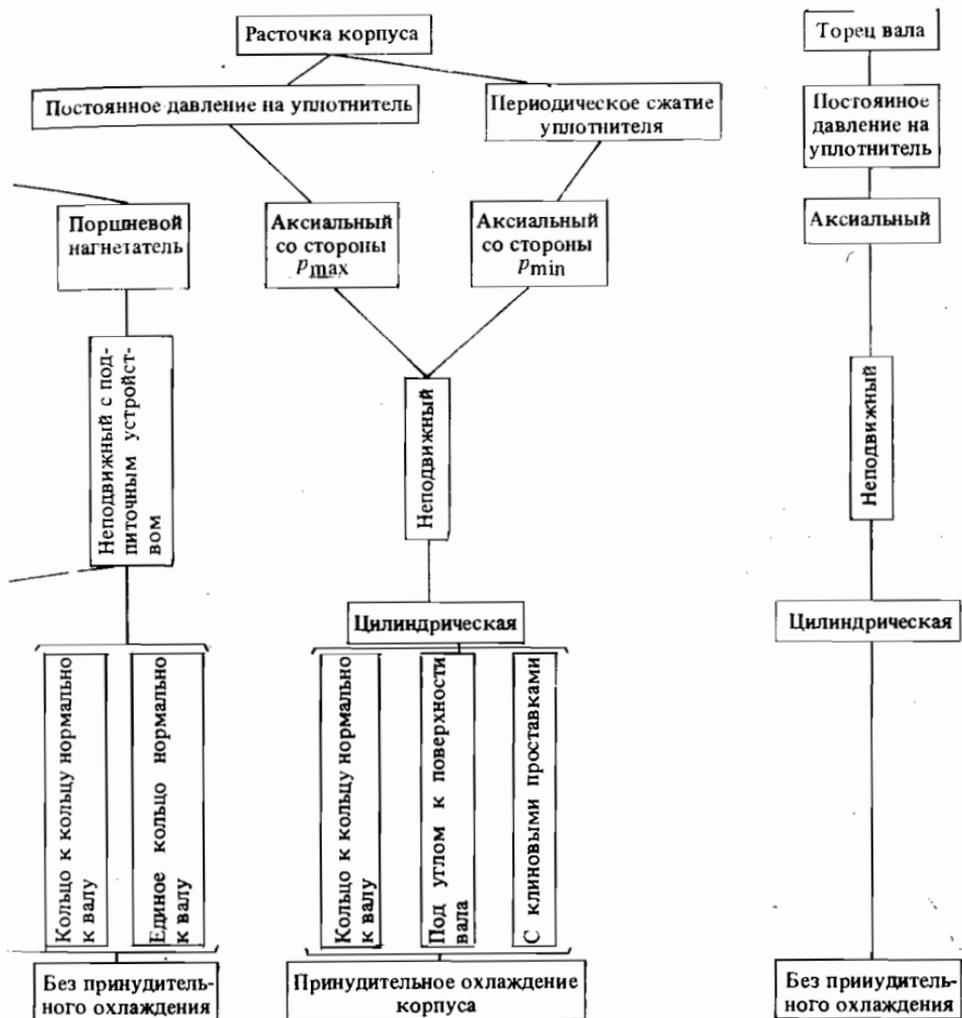


Рис. 8.2. Классификация сальниковых уплотнений

венно улучшить смазку поверхности трения (рис. 8.7). Третий способ размещения колец набивки — введение между кольцами разделительных проставок. Его можно применять и в сочетании с первыми двумя вариантами. Форма проставок может влиять на рабочий процесс в уплотнении. Это относится прежде всего к уплотнениям с клиновыми в сечении проставками, которые при сжатии пакета создают дополнительный уплотняющий эффект. Проставки в виде плоских шайб вводят для улучшения смазки зоны трения как за счет образования кольцевых каналов, заполненных герметизируемой жидкостью, так и за счет уменьшения вымывания пропитки из колец набивки.

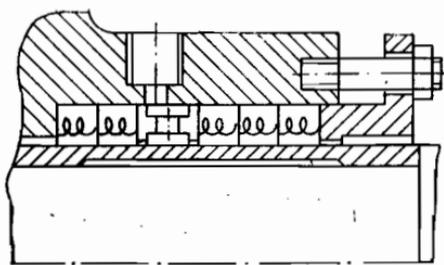


Рис. 8.3. Стандартное сальниковое уплотнение

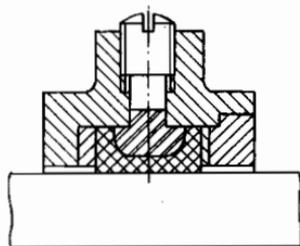


Рис. 8.4. Сальник с периодическим поджатием

Последний признак в классификации — наличие и способ выполнения системы принудительного охлаждения.

Механизм работы сальникового уплотнения. Механизм герметизации сальникового уплотнения и методы его изучения определяются прежде всего физико-механическими свойствами материала уплотнителя — плетеной сальниковой набивки. Материал сальниковой набивки — один из наиболее сложных по характеристикам из всех материалов, используемых в машиностроении. Плетеная сальниковая набивка является анизотропным материалом. Модуль упругости набивки вдоль оси шнура в 2—5 раз ниже, чем в сечении, перпендикулярном к оси. Важное значение для понимания особенностей работы сальникового уплотнения имеют две характеристики набивки: *ползучесть* и *релаксация напряжений*. Ползучесть, т. е. длительная деформация под действием постоянной нагрузки, согласно общепринятым взглядам включает три процесса: ликвидацию зазоров и пустот между нитями плетеной основы, деформацию плетеной структуры и сжатие волокон. Первый из этих процессов интенсивно происходит в начальный период после приложения нагрузки и характеризуется быстрым уменьшением объема. Релаксация напряжений, т. е. уменьшение напряжений в деформированной под определенной нагрузкой набивке, также оказывает весьма существенное влияние на механизм герметизации узла. Именно релаксация напряжений в пакете уплотнителя — один из факторов, вызывающих при низком дав-

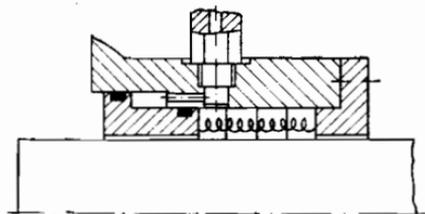


Рис. 8.5. Сальник с гидроуплотнением

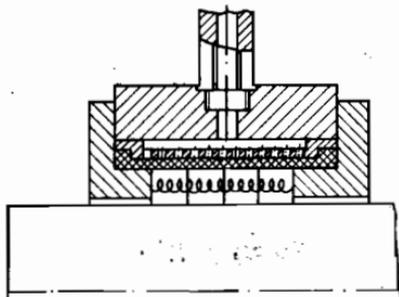


Рис. 8.6. Сальник с кольцевой эластичной мембраной

лении герметизируемой среды необходимость периодической подтяжки нажимного устройства.

На работу уплотнения влияет также изменение физико-механических характеристик сальниковой набивки. В случае применения наиболее распространенной в насосостроении плетеной набивки с графитожировой пропиткой изменение ее свойств в процессе эксплуатации связано с выплавлением и вымыванием пропитки, что ведет к уменьшению объема уплотнителя и ухудшению его антифрикционных характеристик. В набивках, содержащих пропитку на основе фторопласта, часто наблюдается потеря эластичности и упругости вследствие спекания пропитки под действием температуры и давления. Потеря упругости наблюдается также в результате минерализации набивок в некоторых герметизируемых средах.

Изнашивание пары трения сальникового уплотнения — сложный процесс, интенсивность которого определяется рядом факторов. Установлено, что при нормальной работе узла интенсивность изнашивания вала (защитной втулки) гораздо выше, чем пакета набивки. Изнашивание последнего сводится обычно к потере пропитки.

Механизм изнашивания металлической поверхности пары трения может быть объяснен протеканием трех процессов: упругого оттеснения, микрорезания и окислительного износа. В зависимости от условий работы один из этих одновременно происходящих процессов становится ведущим. Наиболее интенсивное изнашивание происходит при микрорезании. В большинстве случаев изнашивания защитной втулки или вала в сальниковых уплотнениях ведущим является процесс упругого оттеснения материала.

Способы повышения эффективности сальниковых уплотнений. Общие требования при проектировании любого уплотнения — достаточные герметичность и долговечность. К конструкции сальникового уплотнения лопастного насоса предъявляются, кроме того, дополнительные требования: возможность регулировки утечки без остановки насоса, замена пакета набивки без разборки насоса и минимальные осевые габариты узла. Выполнение этого комплекса требований необходимо сочетать с сохранением основного требования, предъявляемого к сальниковому уплотнению, — простоты и дешевизны конструкции.

Конструкция стандартного сальникового уплотнения (см. рис. 8.3) отвечает всем указанным условиям, однако ее герметичность и ресурс уже не соответствуют возросшим требованиям. Результаты опыта эксплуатации и исследований показали,

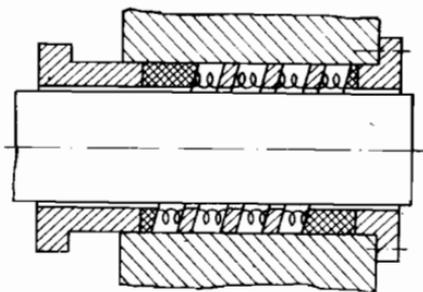


Рис. 8.7. Сальник со скошенным расположением набивки

что причины недостаточной долговечности конструкции следующие:

- неблагоприятная эпюра контактного давления, при которой в зоне максимального давления набивки у крышки сальника давление герметизируемой среды минимальное; это вызывает повышенное трение и местный износ;

- неравномерность нагрузки на кольца набивки, увеличивающаяся по мере роста давления герметизируемой среды и вызывающая износ под наиболее нагруженным внешним кольцом;

- отсутствие автоматизма работы уплотнения, т. е. связи между давлением герметизируемой среды и контактным давлением при небольших давлениях среды;

- неудовлетворительный теплоотвод из-за низкой теплопроводности набивки, размещенной между валом и корпусом.

Все предложения, относящиеся к модификации рабочего процесса в сальниковом уплотнении, направлены на устранение одного или нескольких из указанных недостатков.

Улучшить теплоотвод можно в основном введением принудительного охлаждения деталей узла. Наиболее эффективное улучшение теплоотвода из зоны трения достигается при использовании обращенного сальникового уплотнения (рис. 8.8). Недостаток такого решения — наличие системы принудительного охлаждения, которая удорожает и усложняет эксплуатацию насоса.

В уплотнениях с герметизацией по валу для улучшения теплоотвода используются также схемы принудительного охлаждения. Применение их при такой компоновке связано, однако, со значительными трудностями. Охлаждение корпуса для отвода теплоты из зоны трения малоэффективно, поскольку все сальниковые набивки, кроме набивок на основе углеродного волокна и металла, обладают низкой теплопроводностью. Введение охлаждаемых защитных втулок в значительной степени удорожает и усложняет конструкцию уплотнения. Таким образом, улучшение теплоотвода из зоны трения сальникового уплотнения путем принудительного охлаждения значительно усложняет конструкцию узла и создает ряд неудобств при эксплуатации насоса. Как показывает опыт эксплуатации насосного оборудования, при давлениях перед уплотнением до 1 МПа и окружных скоростях до 10 м/с введение

принудительного охлаждения приводит к увеличению ресурса узла не более чем на 25—50 %.

Автоматизм действия сальникового уплотнения при любых перепадах давлений, как правило, стремятся обеспечить путем введения постоянного давления нажим-

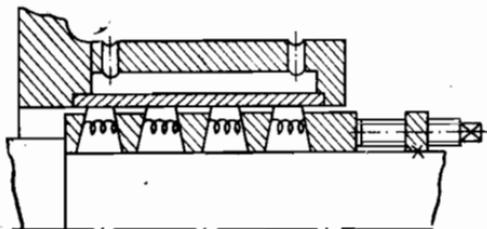


Рис. 8.8. Обращенные сальниковые уплотнения

ного устройства на уплотнитель взамен схемы с его периодическим сжатием.

За последние годы проведен ряд исследований и разработок сальниковых уплотнений, в которых постоянное давление на пакет набивки осуществляется расположенным со стороны герметизируемой среды ступенчатым кольцевым поршнем. Установлено, что наибольшую сложность при оптимизации данной конструкции представляет выбор правильного соотношения площадей ступеней поршня. Один из вариантов решения этой задачи при жесткой набивке и переменном давлении среды — применение многоступенчатого поршня, коэффициент усиления которого можно менять, соединяя соответствующие ступени с источником давления или атмосферой.

Проведенные исследования не привели к разработке надежного уплотнения с постоянным радиальным давлением на набивку, что объясняется, вероятно, особенностями поведения сальниковой набивки. В связи с этим сейчас при разработке этого направления стремятся сочетать основные конструктивные решения систем с радиальным давлением с поисками эффективного материала уплотнителя. При проектировании уплотнений этого типа особое внимание должно быть обращено на подбор материала уплотнительного элемента. Кроме того, нужно стремиться к уменьшению поверхности трения.

Особое место в поисках способов повышения эффективности узла занимает направление, связанное с использованием пластичной набивки, т. е. композиции, состоящей из наполнителя в виде не связанных между собой волокон, стружки, опилок и графитожировой пропитки. Наибольший интерес представляет использование текучести этого уплотнителя для нагнетания его в сальниковую камеру. Такие конструкции используют в ряде отечественных и зарубежных насосов, где по конструктивным соображениям невозможно обеспечить обслуживание узла уплотнения. Вследствие невысокой химической стойкости существующих пластичных набивок их используют для герметизации нейтральных сред.

Большое внутреннее трение и двухфазный состав пластичной набивки обуславливают ряд ограничений при конструировании. Прежде всего необходимо обеспечить минимальное сопротивление подводящих каналов. В противном случае происходит выжимание смазки из набивки, что с одной стороны, ухудшает ее антифрикционные свойства, а с другой — увеличивает потери на трение в подводящих каналах. В результате внутренние напряжения в кольце пластичной набивки, контактирующей с валом, падают и уплотнение теряет герметичность.

Достоинством метода герметизации путем периодического сжатия уплотнителя является возможность произвольной и постоянной регулировки. Это обеспечивает необходимую герметичность узла при сохранении удовлетворительной смазки контакта с уче-

том изменений свойств набивки в процессе эксплуатации, изнашивания, колебаний давления герметизируемой среды и других факторов. Поддержание герметичности периодическим сжатием уплотнителя в значительной степени определяется возможностью увеличения длительности межрегулируемого периода путем улучшения характеристик рабочего процесса в уплотнении. Из вышеизложенной классификации видно, что большая часть конструкций узла базируется на схеме с герметизацией вала. Это объясняется не только традиционностью такого решения, но и удобством обслуживания уплотнения.

При периодическом сжатии пакета набивки сохранение аксиального нажимного механизма со стороны атмосферы целесообразно только в сочетании с такой модификацией других элементов узла, которая улучшает условия трения и смазки в контакте. При выполнении этого условия могут быть использованы преимущества расположения нажимной крышки со стороны атмосферы: простота обслуживания узла и возможность замены пакета набивки.

Из теории трения и износа известны основные способы уменьшения изнашивания — снижение коэффициента трения и уменьшение удельного давления в паре трения. В сальниковом уплотнении уменьшение удельного давления ограничивается требованием сохранения основной функциональной характеристики — его герметичности. Анализ показывает, что трансформацией эпюры контактного давления по длине уплотнения можно существенно уменьшить максимальные давления, не снижая герметичности узла.

В большинстве динамических насосов должно соблюдаться условие: давление набивки на дно камеры больше давления герметизируемой среды. Для обеспечения этого условия давление от затяжки у крышки сальника должно значительно превышать давление, необходимое для герметизации вала. Чрезмерное контактное давление не только вызывает местное интенсивное изнашивание у крышки сальника, но и снижает герметичность уплотнения. Последнее связано с перегревом уплотнения из-за интенсивного трения, что вызывает выплавление пропитки из сальниковой набивки и даже разрушение ее плетеной основы.

При аксиальном поджатии набивки со стороны герметизируемой среды, очевидно, должно сохраняться условие превышения аксиального давления на торец набивки над давлением герметизируемой среды. Поскольку силы трения при сжатии набивки в этом случае направлены в сторону давления герметизируемой среды, эпюра давления будет описываться той же экспоненциальной зависимостью, но уменьшающейся со стороны высокого давления. При этом характер ее изменения будет совпадать с характером изменения давления герметизируемой среды по длине уплотнения, что должно обеспечить существенное улучшение условий трения.

Дальнейшим развитием этого направления является конструкция корпуса уплотнения в виде аксиально-подвижного стакана с пакетом набивки, поджимаемой к центрирующему этот стакан бурту—упору корпуса насоса. В этом уплотнении обеспечивается экспоненциально уменьшающаяся к внешнему кольцу набивки эпюра контактного давления. Описанное уплотнение отличается простотой конструкции и уменьшенными аксиальными габаритами, поскольку элементы, обеспечивающие аксиальное перемещение (фланец, шпильки), не выступают за габариты корпуса. Весьма существенным достоинством его является также нежесткое соединение с корпусом агрегата, что позволяет частично компенсировать несоосности и радиальные биения вала. Результаты проведенных стендовых и промышленных испытаний показали, что уплотнения этого типа (рис. 8.9) — сальниковые с подвижным корпусом (СПК) — имеют существенные преимущества перед стандартной конструкцией: в 4—5 раз больший ресурс по сравнению со стандартной конструкцией и лучшую герметичность. При герметизации жидкостей со взвесями в уплотнении типа СПК происходит эффективная отсечка абразивных частиц на входе в уплотнение, где находится зона максимального контактного давления. Уменьшенные аксиальные габариты узла и возможность смещения уплотнения по валу позволяют путем применения проставок смещать зону трения и таким образом в 2—3 раза дополнительно увеличивать ресурс вала (защитной втулки).

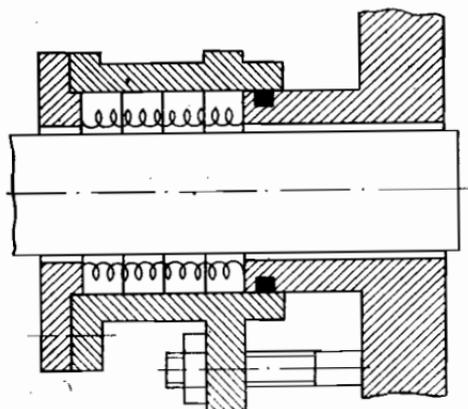


Рис. 8.9. Сальник с подвижными колодками (СПК)

В конструкциях торцовых уплотнений и манжет широко применяют гидродинамические канавки на рабочей поверхности одной из деталей пары трения. Они существенно улучшают условия трения и смазки контакта и повышают ресурс узла. В сальниковом уплотнении этого делать нельзя, поскольку выполнить такие канавки на набивке невозможно, а проточка их на поверхности вала приведет к катастрофическому износу вследствие затекания набивки, особенно на стоянке. В таких уплотнениях предложили выполнять симметрично расположенные канавки (как продольные, так и винтовые) на поверхности расточки сальниковой коробки. Для исключения утечек по расточке канавки могут быть заполнены каким-либо эластичным материалом, например пористой резиной.

В конструкциях торцовых уплотнений и манжет широко применяют гидродинамические канавки на рабочей поверхности одной из деталей пары трения. Они существенно улучшают условия трения и смазки контакта и повышают ресурс узла. В сальниковом уплотнении этого делать нельзя, поскольку выполнить такие канавки на набивке невозможно, а проточка их на поверхности вала приведет к катастрофическому износу вследствие затекания набивки, особенно на стоянке. В таких уплотнениях предложили выполнять симметрично расположенные канавки (как продольные, так и винтовые) на поверхности расточки сальниковой коробки. Для исключения утечек по расточке канавки могут быть заполнены каким-либо эластичным материалом, например пористой резиной.

Наряду с разработкой новых схем компоновки сальникового уплотнения, улучшающих те или иные характеристики рабочего процесса, большое внимание уделяют и совершенствованию конструкции деталей сальника.

В сальниковом уплотнении изнашивается в основном поверхность трения, контактирующая с набивкой. Для повышения ресурса одной из основных деталей динамического насоса — вала в зоне уплотнения на него устанавливают, как правило, сменную защитную втулку. Применение защитной втулки целесообразно только в том случае, если износ вала в контакте с сальниковым уплотнением лимитирует ресурс насоса. В ряде случаев насос разбирают в обязательном порядке из-за меньшей, чем у уплотнения, долговечности других деталей (подшипников и проточной части в грунтовых и химических насосах, зоны, контактирующей с подшипником, в крупных ирригационных насосах и т. д.). Для таких насосов необходимо проводить технико-экономический анализ целесообразности применения защитных втулок с учетом возможности восстановления изношенной поверхности вала наплавкой или хромированием.

В случае применения защитных втулок необходимо предусматривать приспособления для их съема, а также надежно защищать посадочные поверхности втулки и вала от попадания на них перекачиваемой среды.

Одним из эффективных средств повышения ресурса уплотнения при высоких параметрах нагружения является, как указывалось выше, применение охлаждаемых защитных втулок. В ряде насосов используется охлаждаемая втулка, на внутренней поверхности которой выполнены два винтовых канала, соединенных со стороны внешнего конца кольцевой проточкой. Один из каналов сообщается с зоной перед уплотнением, а другой — с источником давления.

Уменьшение длины вала, особенно консоли в консольных динамических насосах, имеет существенное значение, поскольку снижает не только металлоемкость конструкции, но и нагрузки на подшипники и позволяет повысить КПД насоса за счет уменьшения зазора в щелевых уплотнениях рабочего колеса. Один из путей уменьшения длины вала — сокращение зоны обслуживания сальникового уплотнения вследствие применения съемных крышек сальника.

Наиболее распространенная в отечественном насосостроении съемная крышка сальника, представляющая собой обычную крышку, разрезанную по диаметральной плоскости и стянутую прижимными болтами, нетехнологична и неудобна в эксплуатации. В ряде насосов применяется съемная крышка с нажимной цилиндрической частью, состоящая также из двух половин, имеющих со стороны внешнего торца центрирующую заточку, входящую в соответствующее отверстие плоского фланца. Фланец крышки выполняют как съемным (за счет радиального паза с шириной,

большей диаметра вала), так и несъемным. Разновидность такой конструкции — крышка сальника, выполненная из двух стыкующихся в ДП половин, смыкание которых обеспечивается установленными на шпильках между гайками и крышкой скобами. Эти скобы охватывают параллельные разъему грани проушин фланца.

Снять крышку сальника с центрирующими элементами весьма просто, однако ее конструкция также нетехнологична, что связано не только с необходимостью изготовления точных центрирующих поверхностей на разъемных деталях самой крышки, но и с требованием большей точности изготовления расточки корпуса сальника. В противном случае наблюдается размыкание половин нажимной части крышки, контактирующей с набивкой. Этим недостатком лишена съемная крышка сальника.

Основой ее конструкции служит корпус 1, по конфигурации аналогичный разъемной крышке (рис. 8.10). В одной из его стенок сделан радиальный паз 2, ширина которого больше диаметра вала. Корпус крышки с пазом изготавливается литьем и не требует механической обработки. Со стороны нажимной части к торцу корпуса примыкает плоская шайба 4, которая и передает давление на пакет набивки. Шайба 4 изготовлена достаточно точно и обеспечивает необходимые радиальные зазоры. Для удобства эксплуатации она соединена с корпусом выступами 5, входящими в выполненные в стенках радиального паза корпуса пазы 3.

Уменьшению размеров зоны обслуживания способствует также применение съемных фонарных колец. Наиболее простой способ — выполнение таких колец с разъемом в ДП, однако при эксплуатации имели место сдвиги и перекосы половин детали из-за неравномерной затяжки набивки, что вызывало надиры на валу. В связи с этим представляет интерес предложение применять разрезные фонарные кольца из эластичных пластмасс. Смещение разреза легко предотвратит приданием замку соответствующей формы.

8.3. Новые сальниковые набивки

В последние годы качественно изменилось производство сальниковых набивок, что связано с широким внедрением искусственных и синтетических материалов. Новые материалы по сравнению с традиционными минеральными и растительными волокнами, составляющими основу производства сальниковых набивок, имеют лучшие химическую и тепловую стойкость, антифрикционные характеристики и теплопроводность. Распространению новых материалов способствует и тот факт, что в большинстве стран

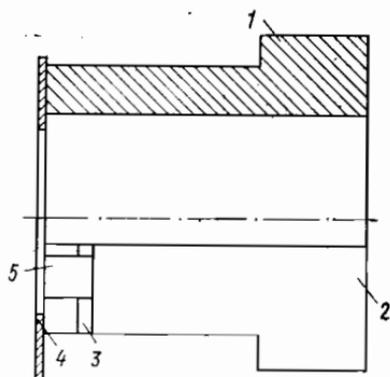


Рис. 8.10. Съемная крышка сальника

запрещено производство, а часто и использование изделий из асбеста из-за того, что он вреден для здоровья человека.

Наибольший интерес из появившихся уплотнительных материалов представляет углеродная лента типа Grafoil, состоящая из чистого углерода и выпускаемая под различными названиями фирмами США, Японии и Западной Европы. Достоинства уплотнения этого типа — высокая теплостойкость (550 °С при доступе кислорода, 2000 °С — в инертной среде), химическая стойкость во всех средах, кроме сильных окислителей, высокие антифрикционные свойства и теплопроводность. Материал применяется как в виде предварительно опрессованных колец, так и в виде ленты, непосредственно формируемой при монтаже. В последнем случае лента наворачивается на вал, образуя кольцо толщиной, равной 3/4 зазора между валом и расточкой корпуса уплотнения. Первоначальная высота уплотнителя равна удвоенной глубине гнезда. При сжатии кольцо деформируется монтажными полукольцами, поджимаемыми крышкой узла, герметизируя поверхность расточки и приобретая упругие свойства благодаря гофрированной структуре сечения кольца.

В случае использования колец из углеродной ленты следует уменьшать радиальные зазоры между валом и корпусными деталями. Дополнительное преимущество уплотнителей этого типа с точки зрения эксплуатации — возможность периодического добавления колец из этого материала без извлечения старых колец, частицы которых по мере изнашивания удаляются с утечкой. Широкое применение таких уплотнителей ограничено их высокой стоимостью.

Более традиционной является плетеная набивка на основе углеродного волокна (типов УС и УСФ, ГОСТ 5152—77). По своим антифрикционным характеристикам, тепловой и химической стойкости она приближается к набивкам Grafoil. Недостатки плетеных углеродных набивок — необходимость извлечения изношенных колец пакета уплотнителя и возможность потери эластичности вследствие минерализации, особенно в средах, содержащих гипс (например, в фосфорной кислоте). Эксплуатационные данные набивок на основе углеродного волокна приведены в табл. 8.1.

Набивки с применением фторопласта (тефлона) [например, выпускаемые по лицензии фирмы «Du Pont» (США)] значительно уступают по теплопроводности, теплостойкости и антифрикционным характеристикам набивкам на основе углеродного волокна, но превосходят по химической стойкости набивки из всех других материалов. Кроме того, стоимость тефлоновых плетеных набивок примерно в три раза ниже стоимости набивок на основе углеродного волокна, выпускаемых теми же фирмами. Серьезными недостатками таких набивок являются чувствительность к перетяжке крышки сальника и сильный износ защитных втулок.

Отечественная набивка на основе фторопласта ФУМ, выпускаемая в виде экстругированного шнура из неспеченного фторо-

Эксплуатационные данные сальниковых набивок

Страна	Марка набивки	p, МПа	Скорость скольжения, м/с	°С	Примечание
СССР	УС	3,0	30	300	С сердечником из фторлона
	УСФ	3,0	30	100	
Япония		—	—	-250 ÷ ÷ +250	
Великобритания	25 425	—	—	450	С асбестовым сердечником
(ФРГ)	6030 6060 6062	3,0	Свыше 20	-60 ÷ ÷ +650	
		3,0 3,0	30 25	650 280	Переплетение углеродных, асбестовых и тефлоновых нитей
		6,0	30	300	Переплетение углеродных и тефлоновых нитей
Франция		4,0	35	650	
США	200	10,0	До 40	650	

пласта, неудовлетворительно работает в уплотнениях динамических насосов из-за интенсивного теплового расширения под действием выделяющейся в зоне трения теплоты. В результате возникают чрезмерные контактные давления, сопровождаемые перегревом узла, интенсивным изнашиванием вала и выдавливанием набивки в зазоры в виде кольцевого чулка. Фторлоновая набивка на основе сополимера фторопласта также мало пригодна для применения в динамических насосах. При температуре свыше 100 °С происходит усадка нитей фторлона, что вызывает нарушение герметичности узла. Между тем такая температура является нормальной в зоне трения, особенно в период приработки и при герметизации жидкостей с повышенной температурой.

Фторопласт широко применяют также в виде суспензии для пропитки сальниковых набивок. В СССР суспензию фторопласта используют для пропитки либо в чистом виде (набивка АФ), либо в смеси с тальком (набивка АФТ). За рубежом разработаны более сложные композиции пропитки, включающей в себя наряду с широко известными антифрикционными материалами (дисульфидом молибдена, графитом) ряд новых синтетических присадок. Примером таких пропиток могут служить пропитка Fluolaf

фирмы «M. Merkel» (ФРГ) и Fluoripated Garben фирмы «Nippen Garbon» (Япония).

Применение в качестве уплотнителей новых материалов не ограничивается использованием новых волокон и пропиток. Предлагается применять в качестве уплотнителя гели, которые, подплавляясь под действием температуры в зоне трения, обеспечивают хорошую смазку и герметизацию контакта. В другой рецептуре пластичной набивки гидрогель используется в виде связки, а 50—75 % уплотнителя состоит из обычных волокон асбеста или пеньки. В качестве гидрогеля применяется состав из полимера (15—35 %) и минерального растворителя.

В СССР разработана дешевая и положительно зарекомендовавшая себя при испытаниях в ряде агрессивных сред набивка в виде формованного шнура, содержащая полиизобутилен (8—16 %), графит (32—42 %), асбестовое волокно (35—40 %), каучук (7—16 %), кремнийорганическую жидкость (2—6 %) и вулканизирующую группу (0,1—0,6 %).

Большая часть из применяемых в динамических насосах сальниковых набивок имеет плетеную структуру, что определяется наряду с их эластичностью и универсальностью возможностью монтажа и демонтажа узла без разборки насоса. Важное значение для физико-механических, износостойких и антифрикционных характеристик набивки имеет структура ее плетения.

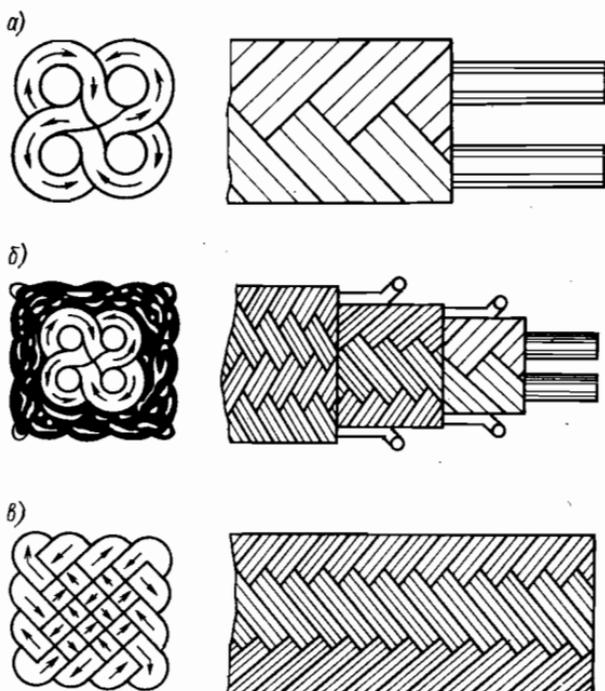


Рис. 8.11. Типы сальниковых набивок

Сальниковые набивки выпускаются в основном с круглым (рис. 8.11, а), сквозным (рис. 8.11, б) и диаплексным (рис. 8.11, в) плетением. Большинство зарубежных набивок имеет диаплексное (диагональное) плетение, отличающееся большими плотностью и износостойкостью. Как показали сравнительные стендовые испытания, применение набивок диаплексного плетения позволяет снизить на 30—50 % интенсивность изнашивания вала. В последние годы некоторые зарубежные фирмы начали выпуск набивок с еще более совершенным мультиплексным плетением.

8.4. Надежность и долговечность сальниковых уплотнений

Сальниковые уплотнения — единственный тип контактного уплотнения, в котором имеются быстросменный уплотнитель (набивка) и нажимной механизм, регулирующий удельное давление в контакте, компенсирующий износ и лимитирующий утечку. Вследствие этого отказ сальникового уплотнения не определяется, как в других видах контактных уплотнений, только превышением пределов утечки герметизируемой среды или запирающей жидкости. Количественные показатели надежности сальникового уплотнения как узла динамического износа определяются одним из трех критериев: периодом работы без обслуживания; наработкой до замены уплотнения (перебивка сальника); наработкой до замены защитной втулки (вала).

Первый критерий применяется при установке насосов в зонах с повышенной радиацией или токсичностью, труднодоступных для обслуживания. В настоящее время для таких условий насосы с сальниковыми уплотнениями не применяются и указанный критерий практически не используется.

При определении количественных показателей надежности насоса замена пакета уплотнителя в большинстве случаев не считается отказом насоса, поскольку она является простой операцией, не требующей разборки насоса.

Во всех случаях отказ уплотнений из-за износа защитной втулки (вала) рассматривается как отказ насоса. Это связано прежде всего с необходимостью разборки насоса для ее замены. Кроме того, защитная втулка (вал) — наиболее дорогостоящая сменная деталь узла. Ресурс защитной втулки (вала) определяется как наработка до достижения предельного износа. Величина предельно допустимого износа определяется либо по функциональному, либо по экономическому критерию.

Функциональным критерием является нарушение прочности (перетираение) защитной втулки вала, а также невозможность удержания утечки в заданных пределах. Экономический критерий оценки предельно допустимого износа — возможность восстановления детали путем проточки рабочей поверхности в комбинации с предшествующей наплавкой или без нее. Величина такого износа защитной втулки зависит от диаметра рабочей поверхности,

Показатели надежности сальниковых уплотнений

Судовые насосы	Перекачиваемая среда	Наработка на отказ (средняя/максимальная)	
		пакета набивки	защитной втулки
Балластно-осушительные	Трюмная вода	300	1200
Охлаждающие	Пресная вода	1000/2000 *	2000/6000 *
Конденсатные	Конденсат	800/2000 *	2000/6000 *
Пожарные	Морская вода	600/2000 *	1200/6000 *
Специальные типа ЦН	Морская вода	1500	3000 **

* Уплотнение типа СШ.

** С охлаждаемой защитной втулкой.

типа используемой сальниковой набивки, требований к герметичности узла и объему его обслуживания. Характер износа защитной втулки определяют условиями работы уплотнения в насосе. Можно выделить три типичные картины износа:

- интенсивная выработка со стороны герметизируемой среды в насосах, перекачивающих абразивные гидросмеси;
- относительно равномерно увеличивающаяся к крышке сальника выработка в насосах, перекачивающих чистые жидкости под небольшим давлением;
- интенсивная выработка (канавка) со стороны крышки сальника в насосах, перекачивающих чистые жидкости под высоким давлением.

Были собраны данные по надежности сальниковых уплотнений более чем 4000 насосов, в том числе 500 крупных. Результаты статистической обработки показали, что распределение наработок на отказ как пакета уплотнителя, так и защитных втулок подчиняется нормальному закону с коэффициентом вариации 0,23—0,39.

В табл. 8.2 приведены показатели надежности сальниковых уплотнений ряда групп динамических насосов, полученные в результате обследований на местах эксплуатации. Обращает на себя внимание разрыв между показателями надежности, достигнутыми в результате применения современных конструкций узла и новых материалов уплотнителя, и теми же показателями немодернизированных уплотнений.

Для упрощения анализа факторов, влияющих на долговечность уплотнения, разработана система их классификации, приведенная на рис. 8.12. Чтобы оценить условия работы уплотнений, выделили две группы факторов, определяющих ресурс и частично конструкцию уплотнения: свойства перекачиваемой среды и характеристику насоса. Влияние герметизируемой среды определяется

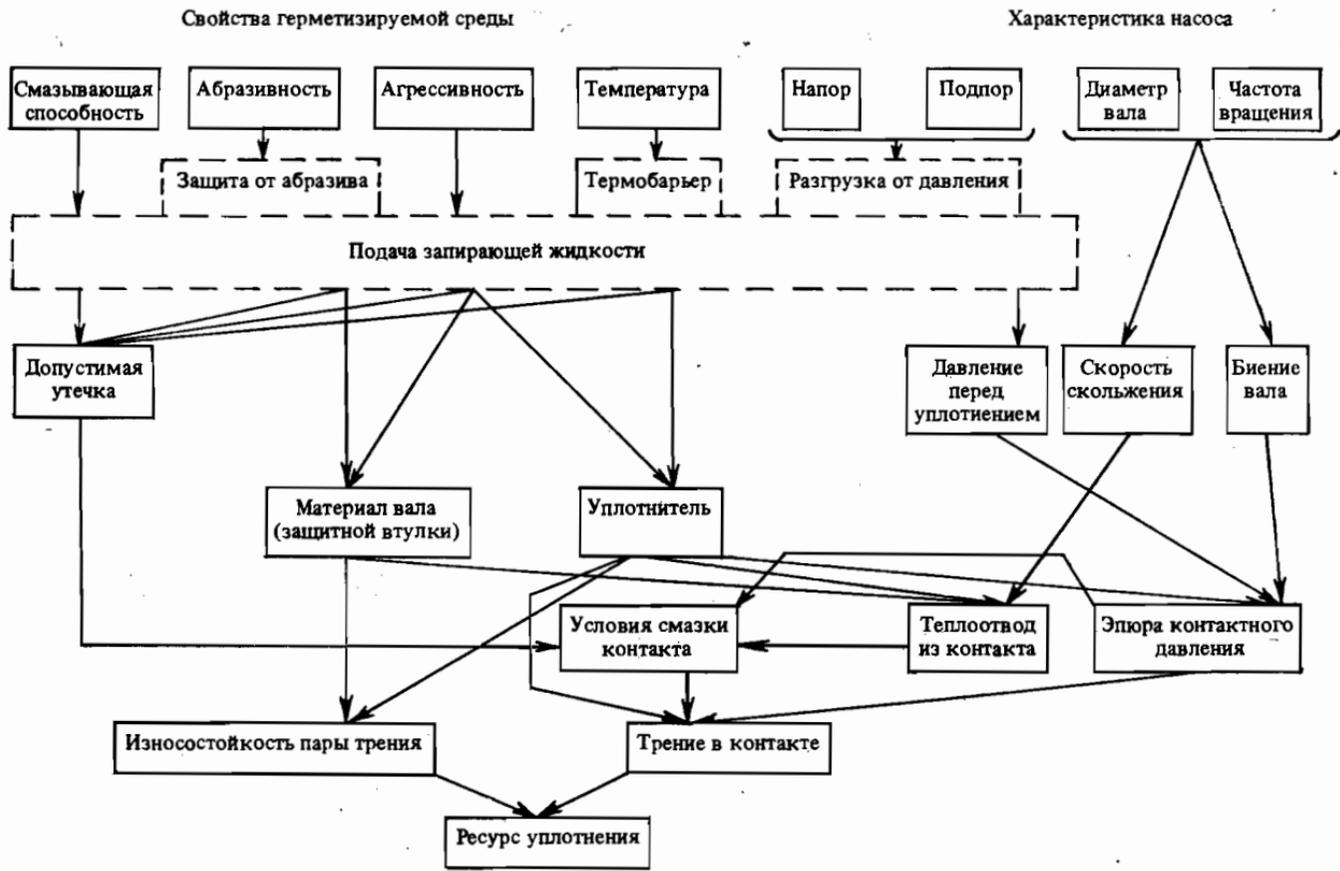


Рис. 8.12. Классификация факторов, влияющих на долговечность уплотнения

четырьмя факторами: смазывающей способностью, абразивностью, химическими свойствами и температурой. Невозможность в ряде случаев обеспечить достаточный ресурс уплотнения при заданных характеристиках среды и насоса приводит к необходимости введения систем защиты и разгрузки уплотнения.

Связь между требованиями к ресурсу и герметичности сальникового уплотнения различна для разных герметизируемых сред. В общем случае повышенная утечка через уплотнение обеспечивает благоприятные условия смазки и охлаждения поверхности трения, что повышает ресурс узла. Вследствие этого для групп насосов, перекачивающих неагрессивные чистые жидкости невысокой стоимости (общепромышленные, судовые), допускается довольно высокий уровень утечки (до 10 л/ч).

8.5. Торцовые уплотнения

Торцовые уплотнения — наиболее прогрессивные и эффективные уплотняющие устройства вращающихся валов насосов и других машин, имеющие существенные преимущества по сравнению с сальниковыми уплотнениями. Они позволяют практически полностью предотвратить утечку перекачиваемой жидкости и просты в обслуживании: правильно смонтированное уплотнение может работать без обслуживания — лишь под периодическим наблюдением.

Общие сведения. Торцовые уплотнения для насосов представляют собой герметизирующие устройства с контактирующими между собой плоскими уплотняющими поверхностями на торцах вращающегося вместе с валом и неподвижного колец. Уплотнения, выполненные в виде плоскостей кольцевой формы, образуют пару трения. Возникающие в паре трения динамические силы препятствуют утечке уплотняемой среды, обеспечивая герметичность уплотнения (рис. 8.13, з).

Крутящий момент от вала передается к вращающемуся кольцу 3 штифтом 2, который исключает возможность относительного проворачивания вала и кольца. Вторичное уплотнение 4 (обычно кольца круглого сечения из резины или конические кольца из фторопласта), расположенное между вращающимся кольцом и валом, предотвращает утечку жидкости через зазор между этими деталями. Вал, уплотнительное кольцо и вторичное уплотнение вращаются с одинаковой угловой скоростью без относительного углового перемещения.

Неподвижное кольцо 5 устанавливают в корпусе насоса или в его съемной крышке и фиксируют от проворачивания стопорным штифтом 7. Герметичность зазора между неподвижным кольцом и корпусом обеспечивается установкой вторичного элемента 6, изготовленного из резины или фторопласта в виде кольца круглого сечения. Под действием гидростатического давления уплотняемой жидкости вращающееся кольцо прижимается к неподвижному, в результате чего в паре трения создается контактное давление, необходимое для обеспечения герметизирующего действия уплотнения в процессе работы. Для удержания пары трения в постоянном контакте при неработающем насосе или при изменении гидростатического давления жидкости, окружающей уплотнение, служит поджимное устройство 1, состоящее из одной или нескольких пружин. Оно создает в паре трения начальное контактное давление. В процессе работы торцового

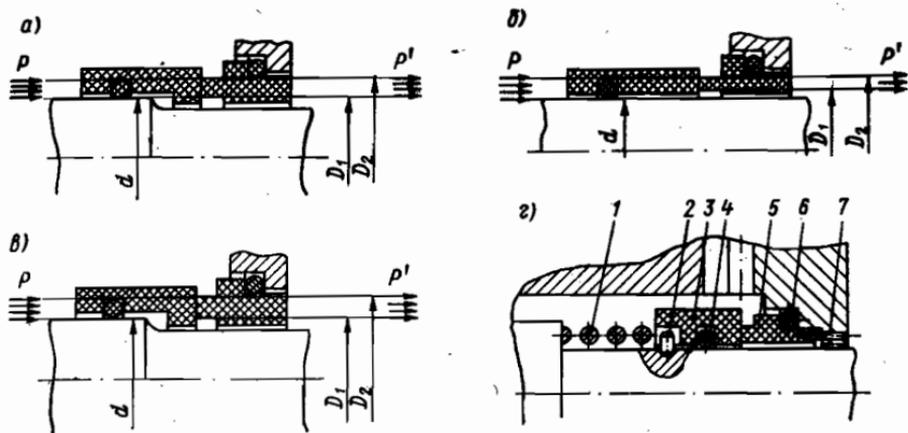


Рис. 8.13. Торцовые уплотнения: а, в — разгруженные; б — нагруженные; г — конструктивная схема торцового уплотнения.

уплотнения уплотнительные кольца изнашиваются, поэтому одно из них перемещается вдоль вала в осевом направлении, компенсируя износ и поддерживая постоянный контакт уплотнительных поверхностей в паре трения. В зависимости от конструкции уплотнения осевую подвижность можно придать как вращающемуся, так и неподвижному кольцам.

Удельное давление в паре трения не всегда соответствует давлению уплотняемой жидкости. Это зависит от конструкции уплотнения, которая характеризуется принятым коэффициентом гидравлической разгрузки k .

Если площадь аксиально подвижного кольца, на которое действует давление p , $f = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d^2)$, а площадь контакта рабочих колец $F = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)$, то $k = f/F$.

В зависимости от принятого коэффициента гидравлической разгрузки различают уплотнения двух видов: неразгруженные ($f \geq F$, $k \geq 1$) (рис. 8.13, а, в) и разгруженные ($f < F$, $k = 1$, т. е. удельное давление в паре трения меньше давления жидкости) (рис. 8.13, б).

Гидравлическая разгрузка достигается при установке торцового уплотнения на ступенчатом валу или на специальной втулке (гильзе), с помощью которой обеспечивается требуемая разность диаметров.

Для неразгруженного уплотнения ($f = F$, $k = 1$) также необходим ступенчатый вал. Поскольку в разгруженном уплотнении с таким же ступенчатым валом значительно меньшее удельное давление на контактных поверхностях уплотнительных колец, чем в неразгруженном, оно имеет больше преимуществ.

Уплотнения, имеющие $f \geq F$ и $k \geq 1$, применяются для легких условий работы, т. е. при низких давлениях уплотняемой жидкости. В случае повышенных давлений предпочтение отдают раз-

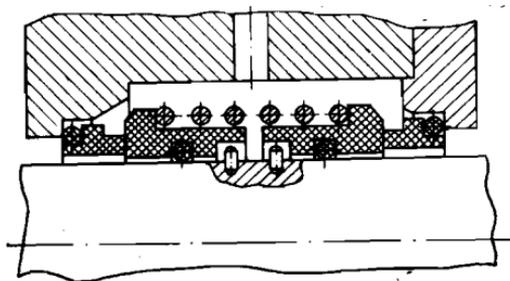


Рис. 8.14. Двойное торцовое уплотнение

рекачивании токсичных, воспламеняющихся и легко воспламеняющихся жидкостей утечка их в атмосферу даже в незначительных количествах недопустима. В этих случаях применяют двойное торцовое уплотнение, полностью исключающее возможность утечки жидкости (рис. 8.14). Оно состоит из двух одинарных уплотнений, образующих замкнутую камеру, в которую подводится запирающая жидкость под давлением, несколько превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением. Благодаря этому в камере двойного торцового уплотнения создается гидравлический затвор, препятствующий утечке жидкости в атмосферу.

Основные условия работы одинарных и двойных торцовых уплотнений валов насосов общепромышленного назначения приведены в табл. 8.3.

Торцовые уплотнения имеют определенные условные обозначения.

Марка 2В40А-К уплотнения, например, означает: 2В — тип торцового уплотнения; 40 — диаметр вала или втулки (мм) в месте установки уплотнения; А — индекс условной принадлежности уплотнения к определенным маркам насосов; К — индекс условного обозначения исполнения по материалу металлических деталей.

Марка 132.050.442К уплотнения расшифровывается так: 132 — тип торцового уплотнения; 050 — диаметр вала или втулки (50 мм) в месте установки уплотнения; 442К — условное обозначение материалов, из которых изготовлены детали уплотнений. На первом месте стоит индекс материала вращающегося кольца, на втором — материала неподвижного кольца, на третьем — материала вторичного уплотнительного элемента, на четвертом — материала металлических деталей.

В качестве некоторой характеристики степени трудности условий работы (и создания) уплотнения принято выбирать два параметра: давление среды перед уплотнением p и скорость скольжения v в паре трения (определяемая диаметром и частотой вращения вала).

Произведение давления на скорость pv дает значение третьего параметра.

груженным уплотнениям ($f < F$ и $k < 1$) с целью уменьшения удельного давления на контактных поверхностях рабочих колец.

Работа торцового уплотнения может сопровождаться незначительной утечкой герметизируемой жидкости. Однако при пе-

Основные параметры торцовых уплотнений

Тип уплотнений	Параметры уплотнения	Перекачиваемая жидкость										
		Вода, нефтепродукты							Органические и неорганические жидкости и кислоты			
Одинарные	Марка уплотнения	1В	2А	ДТ	2Б	132	211	562	2В	113	2Д	133
	Наибольшее давление, МПа	0,2	0,5	0,5	0,8	0,8	1,6	0,5	0,8	0,8	1,5	0,8
	Температура, °С	До 90	До 80	0—80	0—90	0—40	0—40	20—80	40—90	40—100	40—90	40—100
Двойные	Объемная концентрация твердых включений	0,24	0,1	0,1	0,1	4	1	15	0,1	0,1	0,1	0,1
	Тип уплотнений	231/231							2Г	133/133		
	Наибольшее давление, МПа	1,6							0,8	0,8		
Двойные	Температура, °С	От —40 до +180							От —40 до +90	—40 до +200		
	Объемная концентрация твердых включений	1,5										

На основании свойств рабочей среды и известных параметров p , v и pv можно выбрать ту или иную конструкцию торцового уплотнения.

Было предложено значения p , v и pv различных торцовых уплотнений разделить на четыре группы:

Группа	p , МПа	v , м/с	pv	Параметр
I	$\leq 0,1$	≤ 10	≤ 1	Низкий
II	≤ 1	≤ 10	≤ 5	Средний
III	≤ 5	≤ 20	≤ 50	Высокий
IV	> 5	> 20	> 50	Наивысший

Таким образом, любое торцовое уплотнение можно характеризовать по области применения уплотнения, по расположению и виду его упругого элемента и по параметру pv .

Существенное влияние на утечку, потери на трение, надежность и долговечность, оказывают следующие факторы: коэффициент нагрузки $k = f/F$; скорость скольжения; шероховатость и параллельность контактных поверхностей; температура уплотняемой жидкости и контактных поверхностей, а также ее изменение со временем; форма зазора, зависящая от механической и температурной деформации в процессе работы; сочетание материалов пары трения; уплотняемая среда, ее смазывающие свойства, теплопроводность, степень загрязнения и химический состав; режим трения, вибрации, гидравлические удары, перерывы в движении, пуск под нагрузкой, периодическая работа без смазки, нагрев или охлаждение, течение жидкости по направлению действия центробежной силы, радиальное биение, а также прочие конструктивные и эксплуатационные факторы (решающее значение имеет возможность отвода теплоты).

В зависимости от схемы компоновки, нагрузки и конструкции торцовые уплотнения подразделяют на различные группы.

Схема компоновки. Подвижная в осевом направлении часть торцового уплотнения, находящаяся внутри уплотняемой полости, может вращаться (рис. 8.15, а) или быть неподвижной (рис. 8.15, б). При внутреннем расположении неподвижного в осевом направлении контрольца, которое, в свою очередь, также может вращаться или быть неподвижным, уплотняемая полость запирается в направлении падения давления ($p_1 > p_2$). В случае наружного расположения контрольца уплотняемая полость запирается невращающейся (рис. 8.15, в) или вращающейся (рис. 8.15, г) в осевом направлении частью торцового уплотнения.

Выбор схемы компоновки уплотнения зависит от перепада температур в радиальном направлении, от D/d , прочности материалов трущейся пары, конструктивных факторов, химической активности жидкости, а также возможности быстрой замены или удобства контроля.

Чтобы использовать торцовые уплотнения при высокой нагрузке, а также герметизировать газ или среду с недостаточной смазывающей способностью, через отверстия или канавки на уплотнительной поверхности подают жидкость, нагнетаемую специальным насосом под давлением p_3 , большим, чем внутреннее давление p_1 . Этот же способ применяют для изменения коэффициента нагрузки k . Такое торцовое уплотнение называется гидростатическим (рис. 8.15, д). Регулируя p_3 , можно влиять на другие параметры уплотнения, такие как утечка, износ, потери на трение и долговечность.

Если на контактной поверхности уплотнительных колец предусмотрены канавки, которые при вращении способствуют созданию гидродинамических полей давления и смазки, то это уже гидродинамическое торцовое уплотнение. Канавки, выполненные на уплотнительной поверхности и перекрывающие только часть кон-

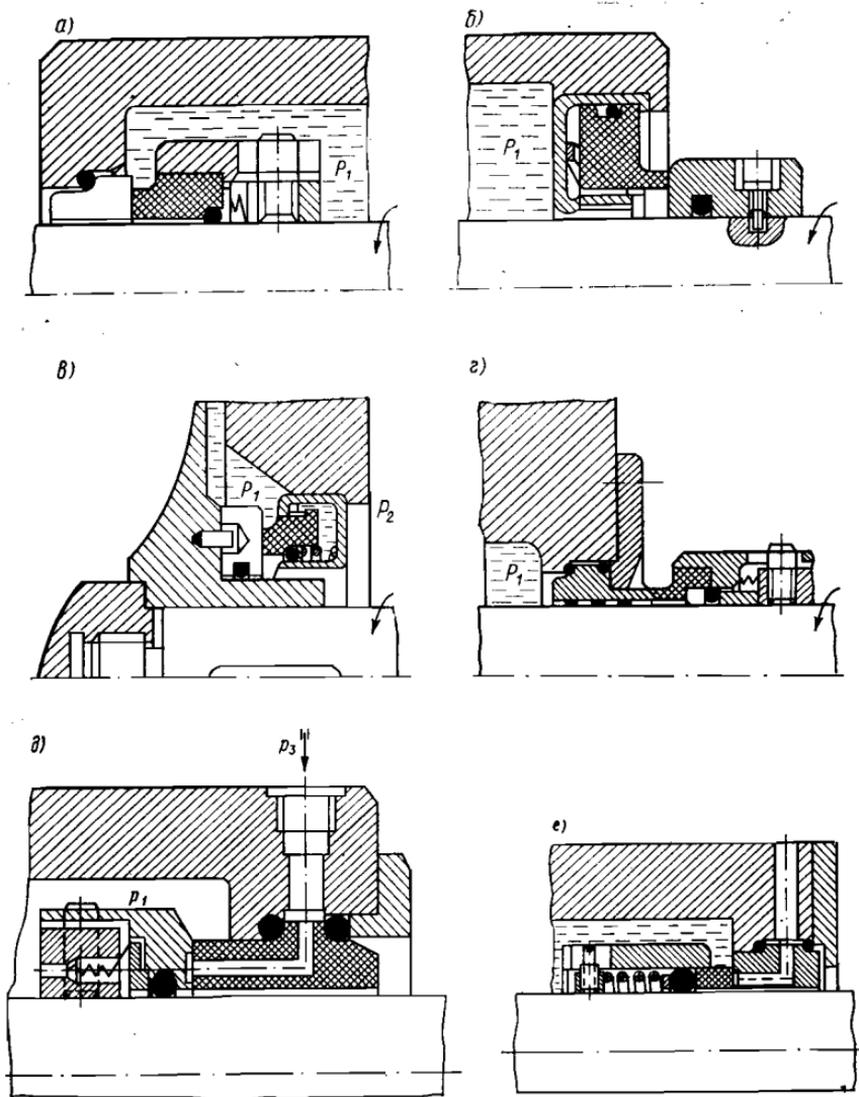


Рис. 8.15. Компонировочные схемы: *a* — подвижная в осевом направлении часть, находящаяся внутри полости, вращается; *б* — подвижная в осевом направлении часть, находящаяся внутри полости, не вращается; *в* — подвижная в осевом направлении часть, находящаяся снаружи, не вращается; *г* — подвижная в осевом направлении часть, находящаяся снаружи, вращается; *д* — гидростатическая; *е* — гидродинамическо-гидростатическое уплотнение

такта уплотнительных колец, могут иметь клиновидную форму. Выбором размеров и подбором материалов можно добиться того, что под действием контролируемых тепловых деформаций произойдет сужение зазора и таким образом возникнет гидродинамический подпор.



Рис. 8.16. Поперечные сечения уплотнительных колец

Комбинацию обоих способов представляет гидродинамическо-гидростатическое торцовое уплотнение (рис. 8.15, *e*), применяемое для работы в тяжелых условиях. Оно может гидростатически разгружаться при регулируемом давлении p_3 запирающей и смазывающей жидкостей и работать под нагрузкой при высоком внутреннем давлении p_1 . Канавки в неподвижном конtringкольце при вращении уплотнения способствуют лучшей смазке между уплотнительными поверхностями и, кроме того, охлаждению, поэтому такое уплотнение с минимальными потерями энергии можно использовать при очень высоких нагрузках.

Уплотнительный зазор является одним из путей утечки. Утечки могут происходить через зазоры между валом и корпусом уплотнения и между конtringкольцом и корпусом машины. Для создания герметичности в этих местах используют кольца разного поперечного сечения и изготовленные из разных материалов. На практике чаще всего применяют резиновые упругие материалы, которые позволяют перекрывать увеличенные микронеровности на поверхностях и, кроме того, лучше задерживать инородные частицы.

На рис. 8.16 показаны поперечные сечения колец из наиболее широко применяемых материалов.

Деформация колец пары трения. Под действием давления перекачиваемой среды и пружины, сил затяжки при закреплении колец, инерции вращения и внутренних напряжений кольца пары трения деформируются и форма зазора пары изменяется. Деформации, вызванные перечисленными факторами, — силовые. Кроме них на форму зазора существенно влияют температурные деформации, являющиеся следствием трения в зазоре уплотнения и неравномерного нагревания колец, действия высоких или низких температур на пару и влияния изменений температуры на силовые напряжения в кольцах.

Оценить те или иные деформации в паре трения сложно. Рассмотрим лишь наиболее часто встречающиеся виды. Деформации, нарушающие плоскостность рабочих поверхностей пары трения, можно разделить на следующие виды: 1) деформации, вызывающие волнистость трущихся поверхностей (они несимметричны относительно оси кольца); 2) деформации скручивания кольца, вызывающие поворот его сечений на один и тот же угол; 3) деформации формы сечений кольца. Деформации второго и третьего видов имеют осевую симметрию.

На практике те или иные виды деформации в чистом виде не наблюдаются, но почти всегда можно установить, какие из них имеют определяющее значение. Деформации, вызывающие волни-

стость трущихся поверхностей, способствуют уменьшению трения и увеличению утечки жидкости через зазор пары, что объясняется увеличением зазора в паре и гидродинамическим расклиниванием ее поверхностей. В результате действия деформации скручивания колец зазор пары трения превращается в диффузорный или конфузорный.

Материалы колец пары трения. При выборе пар трения торцовых уплотнений следует помнить о том, что не исключена возможность кратковременной работы уплотнения всухую и при этом пара трения не должна терять работоспособности.

Выбор материалов для пары трения зависит в первую очередь от условий его работы и требований эксплуатации в отношении надежности, долговечности, герметичности уплотнения и т. д. По этим признакам пары трения можно делить на группы (I—IV) и области применения так же, как узлы уплотнения.

Для наиболее легких условий работы (группы I, II) могут быть использованы пара трения бронза Бр.ОС5-25 (5 % свинца, 25 % олова) по стали 9Х18, 4Х13, наплавкам стеллита ВЗК или сор-майта, а также нейтральные жидкости со смазывающей способностью (масла, нефтепродукты).

Пары трения с применением Бр.ОС5-25 и других оловянистых бронз практически полностью вытеснены парами трения с кольцами из пластмасс и углеграфитовых материалов. Это объясняется малой износостойкостью бронз, их худшими антифрикционными свойствами (наблюдается перенос бронзы на контактирующую поверхность) и, следовательно, худшей герметичностью пар трения. Например, при трении бронзового кольца по стальному на трансформаторном масле с давлением 0,4 МПа, температурой 75 °С и скоростью скольжения около 10 м/с износ бронзового кольца за 100 ч работы составляет несколько десятых долей миллиметра.

Недостатками бронзовых колец являются их низкая коррозионная стойкость и дефицитность олова.

Бронзы не имеют удовлетворительной износостойкости при трении в воде и водных растворах. В этих средах, а также в нефтепродуктах, маслах и других химически нейтральных жидкостях широко применяют пары трения пластмасса—металл, керамика и углеграфит—металл, керамика. Используют различные термоактивные смолы с наполнителями (кокс, графит, твердые смазки, стекло, асбест и т. д.), а также термопластичные материалы.

К недостаткам пластмасс следует отнести их низкую теплопроводность, сравнительно низкую термостойкость, которая определяется свойствами связующей смолы, невысокие механические характеристики и большой коэффициент температурного расширения. Вследствие низкой теплопроводности и невысокой термостойкости пластмасс даже при кратковременном сухом трении пары наблюдается обугливание (почернение) трущейся поверхности пластмассового кольца. В качестве материалов колец,

работающих в паре с кольцами из пластмасс, применяют стали (углеродистые, хромистые, нержавеющие) и керамику (на основе Al_2O_3). Из-за отмеченных недостатков пластмассовых колец уплотнения с такими парами трения пригодны для работы в наиболее легких по рабочим параметрам условиях.

При более высоких параметрах работы (по давлению и скорости скольжения) в большинстве случаев применяют кольца из углеродистых материалов. Такие материалы имеют пористость от 6 до 30 % в зависимости от технологии изготовления. Пористость — отрицательный фактор, поскольку она вызывает утечку помимо зазора пары. С целью уменьшения пористости, улучшения антифрикционных и механических свойств углеродистых их пропитывают смолами, металлами, солями, стеклом и другими веществами.

В парах трения с кольцами из углеродистых 2П-1000-Ф и АГ-1500-СО₅ на химически нейтральных жидкостях с параметрами, соответствующими группам I, II и частично III, применяют главным образом сталь 9Х18, закаленную до НС 50—60, а также наплавки стеллита и сормаита.

Пары трения с кольцами из 2П-1000-Ф более пригодны для работы в водных средах и нефтепродуктах. Например, хорошие результаты получены при эксплуатации в течение 5 лет торцовых уплотнений с парой трения 2П-1000-Ф — стеллит В2К в грузовых насосах танкеров, перекачивавших морскую воду и нефтепродукты.

Пары трения с кольцами из АГ-1500-СО₅ пригодны для нефтепродуктов, особенно в тех случаях, когда возможна кратковременная работа уплотнения всухую.

Кроме отмеченных материалов в последнее время применяют новые углеродистые материалы марок УГ-20Г, УКМ, Нигран, Химанит и др.

При небольших удельных нагрузках и скоростях скольжения пары трения АГ-1500-СО₅ по металлу могут длительно работать и при недостаточных смазке и охлаждении (например, на консистентной смазке). Однако пары трения с кольцами, пропитанными металлами, не должны при трении нагреваться до температуры плавления металлической пропитки. При наступлении такого момента пропитка выплавляется из углеродистого, что сопровождается большим его изнашиванием и разгерметизацией уплотнения вследствие переноса металла на контактирующую поверхность.

Для уплотнений, работающих на параметрах, соответствующих группе IV, а также на наиболее высоких параметрах группы III, можно рекомендовать следующие пары трения: силицированный графит по силицированному графиту, силицированный графит или другие специальные твердые графиты по твердым металлокерамическим сплавам на основе карбидов металлов. Важно отметить, что силицированные графиты относятся к немногим

материалам, которые хорошо работают на трение сами по себе при смазке различными жидкостями.

Высокие износостойкость и надежность работы указанных пар трения, а также пар трения СГ-П по СГ-П, ПГ-500 по УМС, ПРОГ-2400С по ПРОГ-2400С и других можно объяснить особой структурой, высокой микротвердостью компонентов материалов, отсутствием у них свойства схватываемости и высокой теплопроводностью силицированных графитов.

Пары трения для агрессивных сред. Эта область работы уплотнения характеризуется в основном невысокими параметрами по давлению и скорости скольжения (группы I—II). Определяющий фактор при выборе материалов пар трения — химическая агрессивность среды. Свойства различных сред в химической, нефтехимической и других областях промышленности изменяются в зависимости от условий работы. Поэтому для пар трения торцовых уплотнений следует выбирать наиболее химически стойкие и универсальные материалы, в первую очередь углеродистые, пропитанные различными смолами и другими химически стойкими веществами, фторопласт-4 с различными наполнителями, силицированный графит, минералокерамику на основе окиси алюминия и другие материалы.

Для отечественных торцовых уплотнений, работающих в агрессивных средах, широко применяют пару углеродистый графит 2П-1000-Ф по силицированному графиту ПГ-50С, которая кроме высокой химической стойкости имеет также удовлетворительные антифрикционные характеристики.

При работе торцовых уплотнений в газообразных средах условия трения в их парах соответствуют технически сухому трению. Для таких условий трения требуется применять специальные материалы, например пиролитические углеродные материалы (пирографиты). Эти материалы имеют практически нулевую пористость и не нуждаются в пропитке. Они не окисляются на воздухе при температуре до 400 °С, а в инертной среде могут работать при значительно более высоких температурах.

Пирографиты удовлетворительно работают на трение в паре с наплавками стеллита (ВЗК) при высоких скоростях скольжения. Для таких уплотнений рекомендуются пары трения с гидродинамическим расклиниванием поверхностей.

При невысоких температурах и скоростях скольжения примерно до 10 м/с в торцовых уплотнениях можно применять материалы типа Аман. Они удовлетворительно работают в случае сухого трения по твердым сталям, например по 9Х18 или 22Х3.

Пары трения твердый сплав по углеродистому графиту и твердый сплав по твердому сплаву (например, ВК8Х0,5 по ВК8Х0,5) могут длительно работать при сухом трении благодаря высоким износостойкости, термостойкости и отсутствию схватываемости.

В выборе пары трения, стоимость которой составляет большую часть стоимости уплотнения, немаловажную роль играет экономи-

ческий расчет. В нем следует учитывать: а) стоимость пары трения; б) ее работоспособность — износостойкость, надежность в эксплуатации (вероятность отказа при сухих пусках и т. д.) и соответствующую долговечность; в) потери на трение и утечку; г) затраты на обслуживание при замене пары.

В следующем параграфе приведены конструктивные размеры, основные параметры и условия работы торцовых уплотнений разного типа.

8.6. Торцовые уплотнения для нейтральных и слабоагрессивных жидкостей

Названные уплотнения применяются в насосах, перекачивающих воду, нефтепродукты и другие жидкости, в которых резиновые детали уплотнения стойкие. Их отличительная особенность — применение резины в качестве вторичного уплотнения. Конструктивно вторичные уплотнения изготовляют контактного и сальфонного типов.

Материал торцовых уплотнений

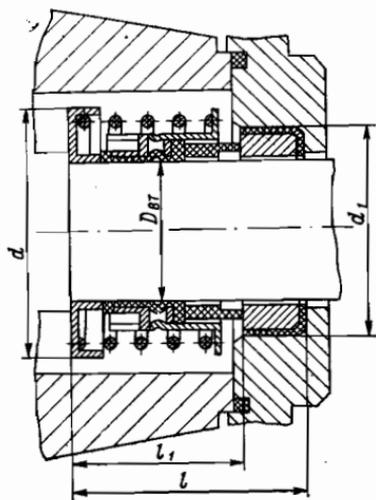
Деталь	Марка материала	Условное обозначение материала
Пара трения	Графит СГ-П	1
	Графит 2П1000Ф	3
	Графит ГАКК 55/40	4
	Графит СГ-Т	—
	Сталь 95Х18	6
	Сталь 45	—
	Твердый сплав ВК-4	8
	Бронза Бр.ОС5-25	—
Вторичные уплотнения	Резина ИРП-1314	5
	Резина 1258	7
	Резина 3826С	8
	Резина В14	—
	Резина 1225	—
	Резина 1287	—
Основные металлические детали	Сталь 12Х18Н9Т	К
	Сталь 10Х17Н13М2Т	Е
	Сталь 06ХН28МТ	И

1. Одинарное торцовое уплотнение типа 1В (рис. 8.17) применяют в погружных электронасосах, перекачивающих жидкости с перепадом давлений 0,2 МПа, температурой до 90 °С, объемной концентрацией твердых включений не более 0,24 %. В конструкции используется винтовая центральная пружина.

Габаритные и присоединительные размеры (мм) и масса (кг)

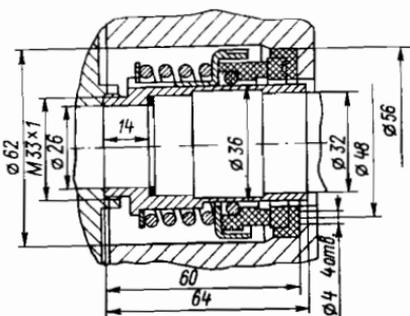
Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	l	l_1	Масса
1В-25	25	48	41,5	37,5	26,5	0,13
1В-35	35	60	51	47	32	0,3

2. Одинарное торцовое уплотнение 2А36 (рис. 8.18) применяют в консольных насосах, перекачивающих жидкости при



← Рис. 8.17. Торцовое уплотнение типа 1В

Рис. 8.18. Торцовое уплотнение типа 2А36

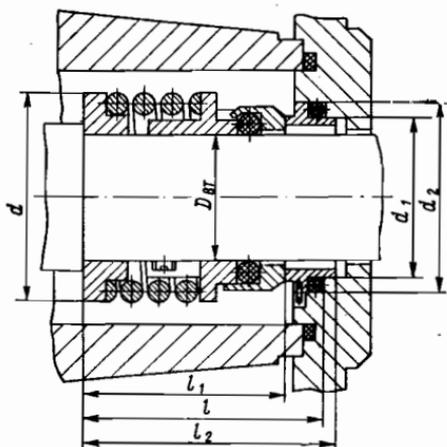


давлении до 0,8 МПа, температуре до 80 °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1 %. В конструкции используется винтовая центральная пружина.

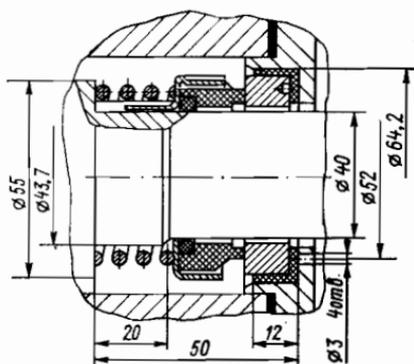
3. Одинарное торцовое уплотнение типа УТ (рис. 8.19) применяют в трехвинтовых и шестеренных насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,5 МПа, температуре от 0 до 80 °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1 %. В конструкции используется винтовая центральная пружина.

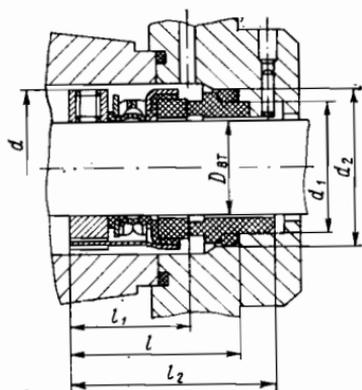
Габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг)

Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	l	l_1	l_2	Масса
УТ-22	22	36	28	36	41,1	30	45	0,14
УТ-28	28	42	35	42	55,1	43	58	0,2
УТ-35Б	35	52	42	50	59	46,5	62,5	0,35



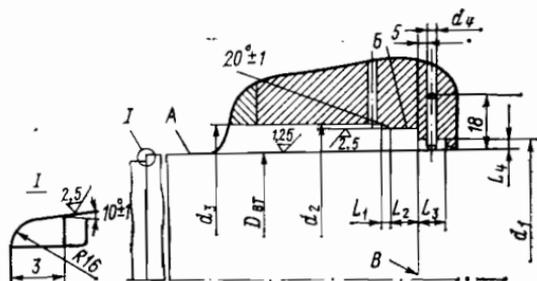
← Рис. 8.19. Торцовое уплотнение типа УТ
Рис. 8.20. Торцовое уплотнение типа 2В40В





←Рис. 8.21. Торцовое уплотнение типа 132

Рис. 8.22. Камера для установки торцовых уплотнений



4. Одинарное торцовое уплотнение 2Е40В (рис. 8.20) применяют в насосах, перекачивающих нейтральные жидкости при давлении до 0,8 МПа, температуре от 0 до 90 °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1 %. В конструкции используется винтовая центральная пружина.

5. Одинарное торцовое уплотнение типа 132 (рис. 8.21) применяют в насосах самого широкого назначения, перекачивающих жидкости при давлении до 0,8 МПа, температуре от —40 до 100 °С, объемной концентрации твердых включений до 4 %. В качестве вторичного уплотнения используют сальфон и пружины волнистого типа.

Габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг)

Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	l	l_1	l_2	Масса
132.012	12	22	19	24	29	19	35,5	0,03
132.022	22	36	31	38,2	36	25	42,5	0,09
132.028	28	42	37	44,2	36	25	42,5	0,11
132.033	33	47	42	49,2	36	25	42,5	0,12
132.035	35	49	44	51,2	36	25	42,5	0,13
132.040	40	56	52	59,2	41,5	29	48	0,21
132.048	48	64	58	67,2	42,5	29	49	0,26
132.050	50	66	62	71,2	42,5	29	49	0,28
132.055	55	71	67	76,2	43,5	29	50	0,32
132.070	70	90	84	93,2	55,5	41	62	0,62
132.080	80	104	95	106,6	58,5	41	65	0,78
132.110	110	134	125	136,6	61,5	41	63,5	1,18

Уплотнение ставят на гладком валу (штулке). Оно может быть установлено в камере (рис. 8.22), отвечающей требованиям международного стандарта (ИСО 3069—74), что позволяет при необходимости заменить его мягким сальником без переделки деталей насоса.

Основные размеры, мм, камеры для установки торцовых уплотнений

$D_{вт}$	d_1	d_2	d_3	d_4	l_1	l_2	l_3	l_4
12	19	23	24	3	1,5	4	8,5	3
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	5,5
55	67	75	75	4	2,5	6	9	5,5
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

Примечание. Несоосность поверхности А относительно поверхности В — не более 0,08 мм; некруглость поверхности А — не более 0,025 мм; торцовое биение поверхности В относительно оси поверхности В — не более 0,06 мм.

6. Одинарное торцовое уплотнение типа 211 (рис. 8.23) применяют в насосах самого широкого назначения, перекачивающих жидкости при давлении до 1,6 МПа, температуре от -40 до 80 °С, объемной концентрации твердых включений до 1 %. В качестве вторичного уплотнения используются кольцо круглого сечения и винтовая центральная пружина.

Конструкция уплотнения позволяет устанавливать его на гладком валу (втулке). Оно может быть установлено в камере, отвечающей требованиям международного стандарта, что позволяет при необходимости заменить его мягким сальником без переделки деталей насоса.

Габаритные и присоединительные размеры (мм) и масса (кг)

Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	l	l_1	l_2	Масса
211.030	30	44	39	46,2	49,5	38,5	56	0,16
211.040	40	56	52	59,2	55	42,5	61,5	0,26

7. Двойное торцовое уплотнение типа 231/231 (рис. 8.24) применяют в насосах, установленных во взрывоопасных помещениях, для перекачивания жидкости при давлении до 1,6 МПа, температуре от -40 до 120 °С, объемной концентрации твердых включений до 1,5 %. В качестве вторичного уплотнения используются кольца круглого сечения и пружина волнистого типа. Уплотнение может быть установлено в камере, отвечающей требованиям международного стандарта. Конструкция торцового уплотнения позволяет ставить его на гладком валу (втулке). В камеру уплотнения подается жидкость под давлением, превышающим на 0,1—0,15 МПа давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

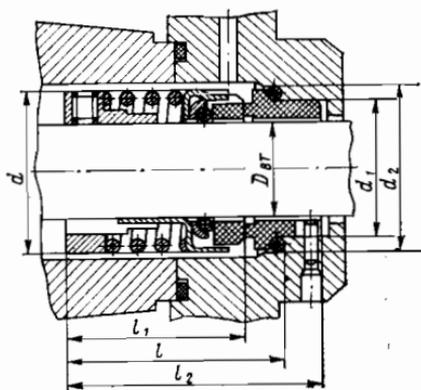


Рис. 8.23. Торцовое уплотнение типа 211

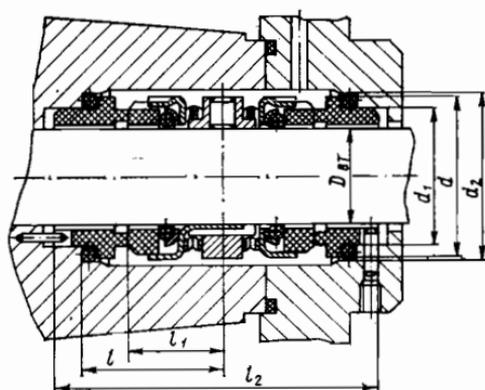


Рис. 8.24. Торцовое уплотнение типа 231/231

**Габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг)**

Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	l	l_1	l_2	Масса
231/231.033	33	47	42	49,2	38	27	89	0,21
231/231.044	55	71	67	76,2	44,5	30	102	0,45
231/231.070	70	90	84	93,2	50	35,5	113	0,74
231/231.090	90	114	105	116,6	55,5	38	124	1,25

8. Одинарное торцовое уплотнение типа 562 (рис. 8.25) — применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,5 МПа, температуре от -20 до 80 °С, объемной концентрации твердых абразивных включений (размером не менее $0,1$ мм *) до 15 %. В качестве вторичного уплотнения используется сильфон, защищающий все детали неподвижного поджимного элемента от соприкосновения с абразивосодержащей средой. Непосредственно в среде находится пара трения, изготовленная из высокопрочных износостойких материалов.

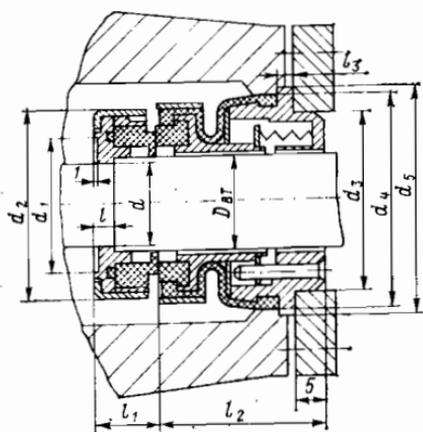


Рис. 8.25. Торцовое уплотнение типа 562

* При содержании в жидкости абразивных включений меньших размеров применяют узел, состоящий из двух уплотнений типов 562 или 132, с подачей между ними затворной жидкости под давлением, на $0,1-0,15$ МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

**Габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг)**

уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	l	l_1	l_2	l_3	Масса
562.070	70	85	85	101	100	105	112	7	22	55	6	1,85
562.090	90	85	105	128	125	132	140	9	27	64	8	3,52

8.7. Торцовые уплотнения для агрессивных жидкостей

Уплотнения для агрессивных жидкостей применяются в насосах, перекачивающих органические и неорганические кислоты, растворители, растворы солей, щелочи и другие жидкости, не разрушающие металлические детали уплотнений.

Их отличительная особенность — применение фторопласта в качестве вторичного уплотнения. Конструктивно вторичное уплотнение изготовляют в основном в виде конического кольца. При правильно подобранных парах трения применение уплотнений для более агрессивных сред ограничивается только коррозионной стойкостью металлических деталей.

Материал торцовых уплотнений

Деталь	Марка материала	Условное обозначение материала
Пара трения	Графит СГ-П	1
	Графит 2ГП1000Ф	3
	Графит ГАКК 55/40	4
	Графитофторопласт Ф4К20	5
	Керамика ЦМ-332	7
Вторичные уплотнения	Фторопласт-4	1
Основные металлические детали	Сталь 12Х18Н9Т	К
	Сталь 10Х17Н13М2Т	Е
	Сталь 06ХН28МДТ	И

1. Одинарное торцовое уплотнение типа 2В (рис. 8.26) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,8 МПа, температуре от -40 до 90 °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1 %. В конструкции используется набор мелких винтовых пружин или центральная винтовая пружина.

**Габаритные и присоединительные размеры (мм)
и масса (кг)**

Уплотнение	$D_{вт}$	d_1	d_2	d_3	l	Масса
2В30	30	45	60	33,5	63	0,31
2В40А	40	55	70	43,5	64	0,53
2В50Б	50	—	74	53,5	58	0,67

2. Одинарное торцовое уплотнение 2Д40А (рис. 8.27) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 1,5 МПа, температуре от -40 до 90 °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1 %. В этом уплотнении пара трения гидравлически разгружена.

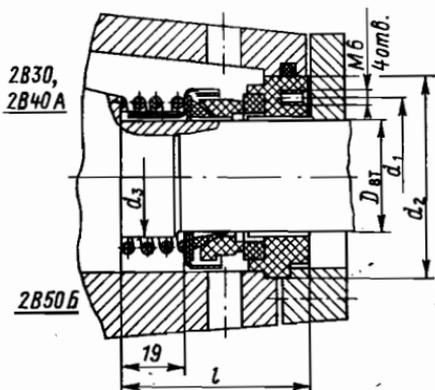


Рис. 8.26. Торцовое уплотнение типа 2P

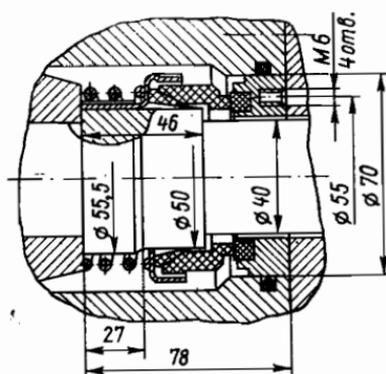


Рис. 8.27. Торцовое уплотнение типа 2D40A

3. Оди́рные торцовые уплотнения типов 113 и 133 (рис. 8.28) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,8 МПа, температуре от -40 до 100 °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1 %. Конструкция уплотнений позволяет устанавливать их на гладком валу (втулке). В уплотнениях типа 113 (рис. 8.28, а) применяется центральная винтовая пружина, в уплотнении типа 133 (рис. 8.28, б) — волнистая пружина. Уплотнения могут быть установлены в камере, отвечающей требованиям международного стандарта, что позволяет в случае необходимости заменить их мягким сальником без перделки деталей насоса.

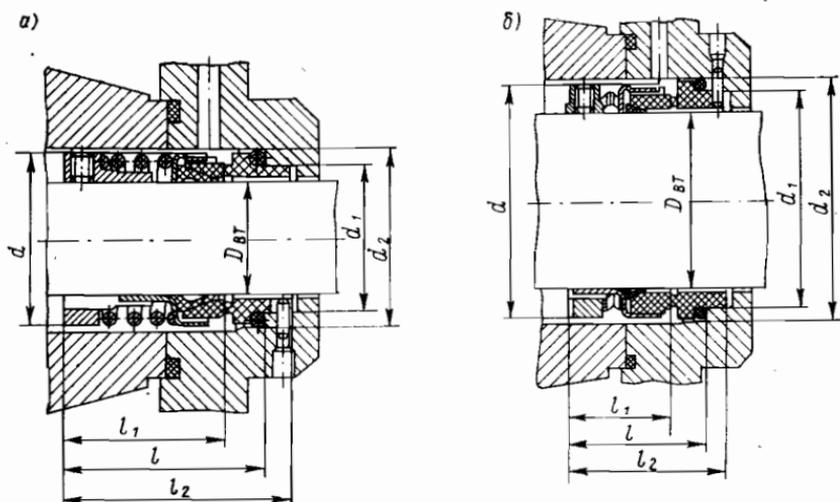


Рис. 8.28. Торцовые уплотнения типов 113 (а) и 133 (б)

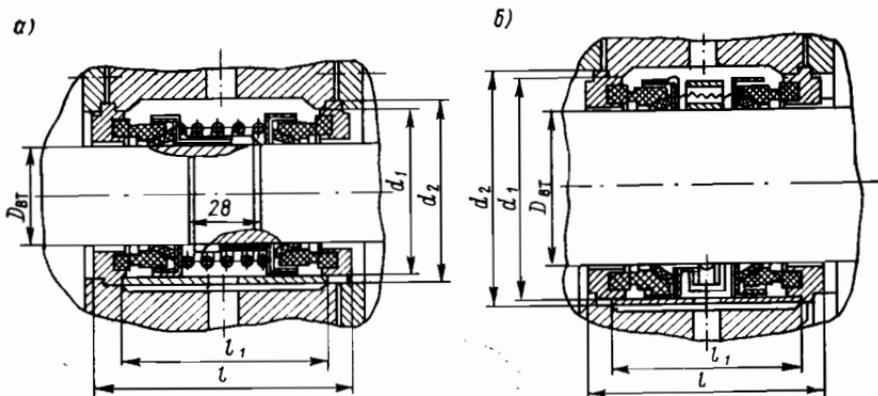


Рис. 8.29. Торцовые уплотнения типа 2Г: а — для валов диаметром 40 и 50 мм; б — для валов диаметром 60 и 80 мм

Габаритные и присоединительные размеры (мм) и масса (кг)

Уплотнения типа 113

Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	l	l_1	l_2	Масса
113.033	33	47	42	48,4	50,5	40	57,5	0,18
113.048	48	64	58	66,4	60	47	67	0,36
113.055	55	71	67	75,4	61,5	47,5	68,5	0,42

Уплотнения типа 133

133.070	70	90	84	92,4	59	45	66	0,52
133.080	80	104	95	105,4	64,5	47,5	71,5	0,71
133.090	90	114	105	115,4	64,5	47,5	71,5	0,81

4. Двойное торцовое уплотнение типа 2Г (рис. 8.29) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,8 МПа, температуре от -40 до 90 °С, объемной концентрации твердых включений до 1,5 %. В конструкции используется набор мелких пружин или винтовая центральная пружина. В камеру уплотнения подается затворная жидкость под давлением, на 0,1—0,15 МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

Габаритные и присоединительные размеры (мм) и масса (кг)

Уплотнение	$D_{вт}$	d_1	d_2	l	l_1	Масса
2Г-40Ж	40	64	70	98	80	0,694
2Г-50А	50	74	80	104	88	0,871
2Г-60	60	84	90	90	74	1,096
2Г-85А	85	120	126	97	80	2,096

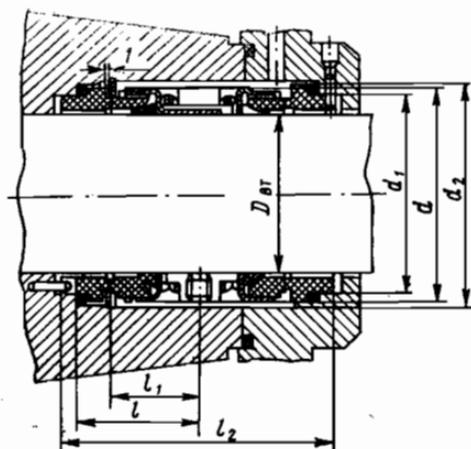


Рис. 8.30. Торцовое уплотнение типа 133/133

кость под давлением, на 0,1—0,15 МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

5. Двойное торцовое уплотнение типа 133/133 (рис. 8.30) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,8 МПа, температуре от —40 до 200 °С, объемной концентрации твердых включений до 1,5 %. Конструкция уплотнения позволяет устанавливать его на гладком валу (штулке). В уплотнении применяется пружина волнистого типа. Оно может быть установлено в камере, отвечающей требованиям международного стандарта. В камеру уплотнения подается затворная жидкость под давлением, на 0,1—0,15 МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

Габаритные и присоединительные размеры (мм) и масса (кг)

Уплотнение	$D_{вт}$	d	d_1	d_2	l	l_1	l_2	Масса
133/133.033	33	47	42	48,4	38	27,5	90	0,21
133/133.048	48	64	58	66,4	43	30	100	0,38
133/133.055	55	71	67	75,4	44,5	30,5	103	0,43
133/133.070	70	90	84	92,4	50	36	114	0,73
133/133.080	80	104	95	105,4	55,5	38,5	125	0,95
133/133.090	90	114	105	115,4	55,5	38,5	125	1,22

ГЛАВА 9. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В практике проектирования насосов размеры последних чаще всего задают не из условия прочности, а из конструктивных соображений и в зависимости от технологических возможностей. Кроме того, новые насосы обычно проектируют на базе опробованных прототипов. Поэтому при проектировании основное значение имеет поверочный расчет на прочность основных элементов конструкции насоса: вала, рабочего колеса, корпуса, шпоночного или штифтового соединения, муфты. Задача поверочного расчета заключается в определении значений параметров, с которыми в каждом конкретном случае связана потеря прочности (разрушение) того или иного элемента (нормальных или

касательных напряжений, деформаций, частоты вращения и т. п.) с последующим сравнением их с некоторыми предельными допустимыми значениями.

9.1. Расчет вала

Вал насоса — наиболее ответственная деталь насоса, испытывающая во время эксплуатации не только статические, но и значительные динамические нагрузки. Последнее обстоятельство обуславливает необходимость проведения расчетной проверки как статической, так и усталостной прочности вала. Вал, как правило, имеет достаточно сложную конфигурацию и его толщина по длине неравномерная. Кроме того, распределение нагрузок (сил, изгибающих и крутящих моментов) также неравномерное по длине. В связи с этим расчеты прочности необходимо проводить в нескольких различных сечениях вала с построением эпюр распределения нагрузки по длине для выбора характерных, наиболее опасных точек.

Предварительная оценка статической прочности и выносливости вала. Подробный расчет вала на статическую прочность и выносливость достаточно трудоемкий. При поверочных расчетах часто оказывается, что статическая прочность и выносливость вала обеспечиваются со значительным запасом. Поэтому прежде чем приступить к подробным расчетам, следует оценить статическую прочность и выносливость вала на предмет заведомого их выполнения по критерию статической прочности:

$$v_T = \frac{\sigma_T d_{\min}^3}{2l_1 \sum_i P_i + 8 \left(l_2 \sum_j P_j + M_{кр} \right)},$$

где σ_T — предел текучести материала вала по нормальным напряжениям; d_{\min} — минимальный диаметр вала между опорами; $\sum_i P_i$ — сумма всех приложенных в пролете поперечных сил, приведенных в одну плоскость; l_1 — длина пролета; l_2 — длина консоли; $\sum_j P_j$ — сумма всех приложенных к консоли поперечных сил, приведенных в одну плоскость; $M_{кр}$ — наибольший крутящий момент на валу.

Этот критерий можно применять для оценки статической прочности двухопорного вала с консолями. Если $v_T > n_T$ (n_T — предельно допустимый коэффициент запаса статической прочности), то статическая прочность вала обеспечена и подробный расчет выполнять не следует.

Критерий необходимости расчета на выносливость определяется выражением

$$v = n_{\min} \frac{\sigma_T}{\sigma_{-1}} (k_{\sigma})_d \frac{M_{н.к}}{M_{н.д}},$$

где $M_{н.к}$ — амплитудное значение наибольшего кратковременно действующего изгибающего момента; $M_{н.д}$ — амплитудное значение наибольшего длительно действующего изгибающего момента; σ_{-1} — предел выносливости материала вала по нормальным напряжениям; $(k_{\sigma})_д$ — эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений; n_{\min} — коэффициент запаса усталостной прочности.

Чаще всего при расчетах насосов отношение $M_{н.к}/M_{н.д}$ принимают равным единице.

Коэффициент ν показывает величину запаса статической прочности, при обеспечении которого нет необходимости проводить расчет на выносливость. Следовательно, при выполнении условий $\nu < \langle \nu_T \rangle n_T$ подробный расчет статической прочности и выносливости вала не производят. Если указанные условия не выполняются, необходимо провести подробный расчет статической прочности или выносливости вала в зависимости от того, какое из указанных условий не выполняется.

Расчет статической прочности вала. Проверку вала насоса на статическую прочность ведут по наибольшим нагрузкам, даже если эти нагрузки кратковременные.

При выборе расчетной схемы вала может быть представлен как балка переменного сечения, лежащая на опорах и нагруженная системой внешних нагрузок, которые определяются по результатам гидравлического расчета проточной части насоса. Подшипники качения при расчете можно принимать как шарнирные жесткие опоры, если они установлены по одному или по два в опоре, но при условии их самоустанавливаемости в комплекте. В противном случае задача будет статически неопределимой. Геометрической точкой шарнира считается середина внутреннего подшипника. Подшипники скольжения обычных конструктивных параметров ($l_{п} \geq 1,5d$) можно принимать как шарнирные опоры, причем точку опоры брать на расстоянии $0,5d$, но не более $0,25-0,3l_{п}$ от его кромки со стороны пролета.

Порядок расчета. Строят эпюры крутящих ($M_{кр}$) и изгибающих (M_y, M_z) моментов, а также осевых сил ($P_{ос}$), действующих в вале.

Рассчитывают изгибающий момент от действия центробежных сил

$$M_{ц} = P_{р} x_{ц},$$

где $x_{ц}$ — расстояние от центра тяжести ротора до плоскости исправления, т. е. плоскости установки балансировочных грузов (определяется из конструктивных соображений); $P_{р}$ — центробежная сила от неуравновешенной массы вращающегося ротора, $P_{р} = m_{р} \omega^2 e_{р}$; $m_{р}$ — масса

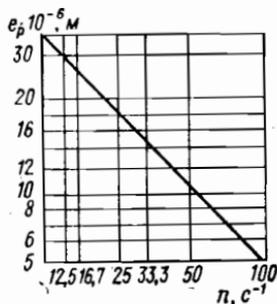
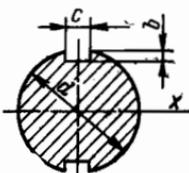


Рис. 9.1. Допустимые значения предельной остаточной неуравновешенности ротора в зависимости от его частоты вращения

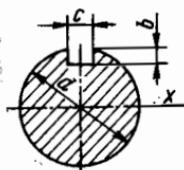
Таблица 9.1

Значения моментов сопротивления нетто-сечений,
ослабленных пазами относительно оси xx

$d \cdot 10^3$, мм	$c \times b \cdot 10^3$, мм	$W \cdot 10^6$, мм ³	$W_{кр} \cdot 10^6$, мм ³	$d \cdot 10^3$, мм	$c \times b \cdot 10^3$, мм	$W \cdot 10^6$, мм ³	$W_{кр} \cdot 10^6$, мм ³
				78	20×12	38,6	85,2
				80		39,1	89,4
				82		42,6	96,7
				85		48,3	108,6
				88		54,4	121,2
				90	24×14	58,7	130,3
28		1,555	3,71	92		59,3	135,7
30	8×7	1,995	4,64	95		66,3	150,5
32		2,24	5,45	98		73,9	166,2
34		2,8	6,66	100		79,2	177,4
35		3,11	7,32	105	28×16	93,7	207
36		3,44	8,02	110		104,1	235
37	10×8	3,56	8,53	115		121,1	270
38		3,93	9,31	120	32×18	140	328
40		4,73	11,01	125		153,7	345
42		5,62	12,9	130		175,9	392
44	12×8	6,13	14,49	135		199,9	441
45		6,55	15,59	140		226	495
46		7,2	16,75	145	36×20	245	544
47		7,77	17,96	150		275	606
48	14×9	8,38	19,24	155		307	672
50		9,03	21,3	160		341	743
52		10,4	24,2	165		378	819
55	16×10	12,69	29	170	36×20	417	899
58		14,46	33,6	175	40×22	441	968
60		16,31	37,5	180		485	1057
62		18,3	41,7	185		531	1153
65		21,6	48,5	190		580	1253
68	18×11	24,1	55	195	45×25	632	1360
70		26,7	60,3	200		687	1472
72		29,4	66				
75	20×12	33,8	75,2				



$d \cdot 10^3$, м	$c \times b \cdot 10^3$, м	$W \cdot 10^6$, м ³	$W_{кр} \cdot 10^6$, м ³	$d \cdot 10^3$, м	$c \times b \cdot 10^3$, м	$W \cdot 10^6$, м ³	$W_{кр} \cdot 10^6$, м ³
				78		42,6	89,2
				80	20×12	44,7	95
				82		48,4	102,5
				85		54,3	114,6
				88		60,6	127,5
				90	24×14	65,1	136,7
28		1,855	4,01	92		67,9	144,3
30		2,32	4,97	95		75,3	159,4
32	8×7	2,73	5,94	98		83,1	175,5
34		3,33	7,19	100	28×16	88,7	186,9
35		3,66	7,87	105		103,7	217
36		4,01	8,59	110		117,4	248
37	10×8	4,27	9,24	115		135,2	285
38		4,66	10,04	120	32×18	154,8	342
40		5,51	11,79	125		172,7	364
42	12×8	6,45	13,72	130		195,8	412
44		7,27	15,61	135		221	462
45		7,8	16,74	140	36×20	248	517
46		8,38	17,93	145		272	571
47		8,98	19,17	150		303	634
48	14×9	9,62	20,5	155		336	702
50		10,65	22,9	160		372	774
52		12,1	25,9	165		409	850
55	16×10	14,51	30,8	170	40×22	450	932
58		16,81	36	175		484	1010
60		18,76	40	180		529	1101
62		20,9	44,3	185		576	1198
65	18×11	24,3	51,2	190		627	1300
68		27,5	58,4	195	45×25	680	1408
70		30,2	63,8	200		736	1521
72	20×12	33	69,7				
75		37,6	79				



ротора насоса; ω — угловая скорость вращения; e_p — остаточная неуравновешенность ротора (предельное значение e_p приведено на рис. 9.1).

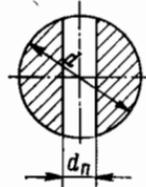
Строят эпюру максимального момента

$$M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} + M_{ц.}$$

Строят эпюру нормальных напряжений от изгиба и сжатия (для сечений вала, ослабленных поперечными отверстиями и шпоночными канавками, значения моментов сопротивления и коэффициентов ослабления сечений приведены в табл. 9.1, 9.2):

$$\sigma_p = M/W + P_{ос}/F,$$

где $W = \pi d^3/32 \approx 0,1d^3$; $F = \pi d^2/4$.



$$\begin{aligned} W_{\text{нетто}} &= \varepsilon W_{\text{брутто}} \\ W_{\text{кр нетто}} &= \\ &= \varepsilon_{\text{к}} W_{\text{кр брутто}} \end{aligned}$$

d_n/d	ε	$\varepsilon_{\text{к}}$
0	1	1
0,65	0,925	0,964
0,1	0,85	0,926
0,15	0,775	0,884
0,2	0,7	0,84
0,25	0,626	0,791
0,3	0,55	0,74
0,35	0,475	0,686
0,4	0,4	0,63
0,45	0,33	0,573
0,5	0,27	0,515
0,55	0,215	0,458
0,6	0,17	0,4

Строят эпюру касательных напряжений от кручения:

$$\tau_p = M_{\text{кр}}/W_{\text{кр}},$$

где $W_{\text{кр}} = \pi d^3/16 \approx 0,2d^3$.

Выбирают опасные сечения. Предварительно необходимо построить эпюру величины

$$\sigma' = (M^2 + M_{\text{кр}}^2)^{1/2} W^{-1}.$$

Опасными считаются сечения, в которых эта величина достигает максимального значения или составляет не менее 90 % максимального.

Расчет предельно допустимых напряжений в опасных сечениях:

$$\sigma_{\text{п}} = \sigma_{\text{т}} \varepsilon;$$

$$\tau_{\text{п}} = \tau_{\text{т}} \varepsilon,$$

где $\sigma_{\text{т}}$, $\tau_{\text{т}}$ — соответствующие пределы текучести материала по нормальным и касательным напряжениям; ε — коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров (диаметра) вала на его прочность — определяется по графику на рис. 9.2.

Рассчитывают коэффициенты запаса статической прочности в опасных сечениях:

а) от действия нормальных напряжений

$$n_{\sigma} = \sigma_{\text{п}}/\sigma_p;$$

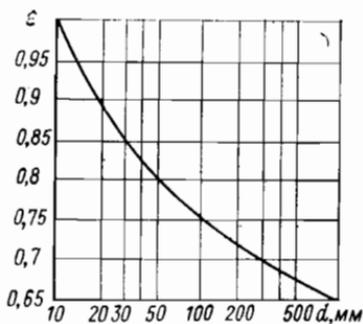


Рис. 9.2. Коэффициент влияния характерных размеров изделия на уменьшение предела статической прочности

б) от действия касательных напряжений

$$n_{\tau} = \tau_{ш}/\tau_p;$$

в) от их совместного действия

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}.$$

Проверяют выполнение условия статической прочности. Коэффициенты запаса статической прочности (n_{σ} , n_{τ} , n) должны быть не менее допустимого значения n_T , которое выбирают в зависимости от пластичности используемого материала (σ_B — предел временной прочности материала вала насоса):

σ_T/σ_B	<0,6 (весьма пластичные)	0,6—0,8 (пластичные)	0,8—0,9 (умеренной и малой пластичности)	>0,9 (хрупкие)
n_T	1,2—1,4	1,4—1,6	1,6—2,2	2,2—3,0

Расчет вала на выносливость. На выносливость вал проверяют по наибольшей длительности нагрузки, под действием которой возникают переменные напряжения. Такой нагрузкой считается максимальное усилие, повторяемость которого за время службы детали составляет не менее 1000 циклов.

Расчетная нагрузка складывается из следующих усилий:

1) массы рабочих колес, других посаженных на вал деталей и радиальных реакций опор, вызывающих изгиб вала (эти нагрузки постоянны по величине и направлению относительно вращающегося вала и вызывают в нем переменные нормальные напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу);

2) центробежной силы дисбаланса рабочего колеса и осевой силы, также вызывающих изгиб вала (эти нагрузки неизменные в системе координат, связанной с валом, и вызывают в нем постоянные нормальные напряжения);

3) крутящего момента, вызывающего касательные напряжения в сечении вала.

При совместном действии вращающихся и невращающихся частей в сечении вала возникают напряжения, изменяющиеся по асимметричному циклу (рис. 9.3).

Порядок расчета. Строят эпюру изгибающих моментов, вызывающих переменные нормальные напряжения:

$$M_a = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}.$$

Строят эпюру переменной составляющей цикла нормаль-

ных напряжений:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = M_a/W.$$

Строят эпюру постоянной составляющей цикла изменения нормальных напряжений:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = M_{\text{п}}/2 + P_{\text{ос}}/F.$$

Строят эпюру переменной составляющей цикла изменения касательных напряжений. Величина касательных напряжений в сечениях вала не является постоянной величиной, что объясняется пульсирующим силовым воздействием потока перекачиваемой жидкости на рабочее колесо насоса и связано с конечным числом лопаток рабочего колеса. В расчетах рекомендуется принимать следующее значение переменной составляющей цикла:

$$\tau_a = 0,25\tau_p = 0,25M_{\text{кр}}/W_{\text{кр}}.$$

Выбирают опасные сечения. Предварительно необходимо построить эпюру величины

$$\sigma^* = k_\sigma \sqrt{M_a^2 + (0,25M_{\text{кр}})^2} W^{-1},$$

где k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений для расчетного сечения — выбирают из таблиц в зависимости от пластических свойств материала и геометрических характеристик сечения (табл. 9.3—9.6). Опасными считаются сечения, в которых σ^* достигает максимального значения или составляет не менее 90 % максимального.

Расчет допустимых пределов усталостной прочности вала в опасных сечениях:

$$(\sigma_{-1})_д = \sigma_{-1}/(k_\sigma)_д; \quad (\tau_{-1})_д = \tau_{-1}/(k_\tau)_д,$$

где σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости гладких полированных образцов, воспринимающих на воздухе (т. е. в инертной среде) изгиб и кручение при симметричном цикле нагружения; $(k_\sigma)_д$, $(k_\tau)_д$ — коэффициенты концентрации напряжений в опасных сечениях, $(k_\sigma)_д = k_\sigma/(\varepsilon_\sigma\beta)$, $(k_\tau)_д = k_\tau/(\varepsilon_\tau\beta)$; k_σ , k_τ — эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений в расчетном сечении; ε_σ , ε_τ — коэффициенты влияния абсолютных размеров образца на усталость; β — коэффициент, характеризующий влияние среды и поверхностного упрочнения вала. Если в сечении вала имеются несколько источников концентрации напряжений, то при расчете следует учитывать лишь наибольший из них.

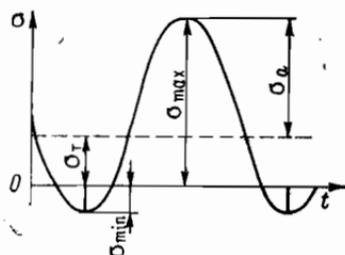


Рис. 9.3. График асимметричного цикла изменения напряжений во времени

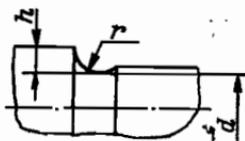
Таблица 9.3
Значения k_{σ} и k_{τ} для валов с галтельным переходом



σ_B , МПа	k_{σ} (изгиб)			
	h/r			
	1	2	3	5
	r/d			
	0,01—0,1	0,01—0,05	0,01—0,03	0,01—0,02
400	1,5	1,7	1,85	2,08
500	1,55	1,75	1,9	2,15
600	1,6	1,8	1,95	2,25
700	1,65	1,85	2,0	2,30
800	1,7	1,9	2,05	2,4

σ_B , МПа	k_{τ} (кручение)			
	h/r			
	1	2	3	5
	r/d			
	0,01—0,1	0,01—0,05	0,01—0,03	0,01—0,02
400	1,35	1,45	1,575	2,08
500	1,36	1,46	1,6	2,125
600	1,375	1,475	1,625	2,175
700	1,4	1,5	1,65	2,24
800	1,475	1,52	1,675	2,3

Таблица 9.4
Значения k_{σ} и k_{τ} для выточки



σ_B , МПа	k_{σ} (изгиб)									
	h/r									
	0,5					1				
	r/d									
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	
400	1,9	1,8	1,7	1,6	1,4	2,1	2,0	1,9	1,8	
600	2,0	1,9	1,8	1,7	1,5	2,2	2,1	2,0	1,9	
800	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6	2,3	2,2	2,1	2,0	
1000	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	2,4	2,35	2,25	2,15	
1200	2,3	2,2	2,1	2,0	1,7	2,6	2,5	2,4	2,3	

σ_B , МПа	k_σ (изгиб)					k_τ (кручение)				
	h/r									
	2		3			0,5—3				
	r/d									
	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
400	2,3	2,2	2,1	2,4	2,3	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
600	2,4	2,3	2,2	2,6	2,4	1,8	1,7	1,6	1,5	1,2
800	2,6	2,45	2,35	2,7	2,6	2,0	1,9	1,75	1,6	1,3
1000	2,7	2,6	2,5	2,9	2,7	2,2	2,0	1,9	1,7	1,3
1200	2,8	2,7	2,6	3,1	2,8	2,4	2,2	2,1	1,8	1,4

Таблица 9.5
Значения k_σ и k_τ для валов со шпоночными пазами

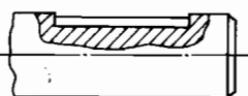
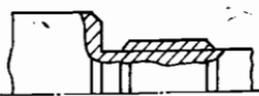
Вал со шпоночным пазом	σ_B , МПа	k_σ (изгиб)	k_τ (кручение)
	400	1,51	1,20
	500	1,64	1,37
	600	1,76	1,54
	700	1,89	1,71
	800	2,01	1,88

Таблица 9.6
Значения k_σ и k_τ для валов с метрической резьбой

Вал с резьбой	σ_B , МПа	k_σ (изгиб)	k_τ (кручение)
	400	1,45	Принимается равным единице
	500	1,78	
	600	1,96	
	700	2,20	
	800	2,32	

Для определения пределов выносливости рекомендуются следующие зависимости: для углеродистой стали $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$; для легированной стали $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120)$ МПа; для углеродистой и легированной стали $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$.

Значения β принимают следующими:

Сталь	Пресная вода	Морская вода
Углеродистая	0,8—0,9	0,5—0,6
Легированная	0,9—1,0	0,7—0,8

Значения ϵ_σ , ϵ_τ приведены в табл. 9.7, 9.8.

Рассчитывают коэффициенты запаса усталостной прочности в опасных сечениях:

Таблица 9.7

Значения k_{σ}/e_{σ} и k_{τ}/e_{τ} для валов с посаженными деталями

Диаметр вала, $d_B \cdot 10^3$, м	Посадка	σ_B , МПа				
		400	500	600	700	800
k_{σ}/e_{σ} (изгиб)						
30	Пр	2,25	2,5	2,75	3	3,25
	Н	1,7	1,9	2,1	2,25	2,4
	С	1,5	1,6	1,8	1,95	2,1
50	Пр	2,75	3,05	3,4	3,7	4,0
	Н	2,1	2,3	2,5	2,75	3,0
	С	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
100 и более	Пр	2,95	3,3	3,6	3,9	4,25
	Н	2,2	2,5	2,7	2,95	3,2
	С	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8
k_{τ}/e_{τ} (кручение)						
30	Пр	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35
	Н	1,4	1,5	1,6	1,75	1,9
	С	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
50	Пр	2,05	2,2	2,5	2,6	2,8
	Н	1,6	1,9	2,0	2,15	2,3
	С	1,5	1,6	1,7	1,8	1,95
100 и более	Пр	2,2	2,4	2,6	2,8	2,95
	Н	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3
	С	1,55	1,7	1,8	1,9	2,1

Таблица 9.8

Значения коэффициентов, учитывающих влияние абсолютных размеров вала (диаметра) на его выносливость

Сталь	ε	$d_B \cdot 10^3$, м					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистая	e_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
	e_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Легированная	$e_{\sigma} = e_{\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла для сталей

Коэффициенты	σ_B , МПа				
	≤ 550	550—750	750—1000	1000—1200	> 1200
ψ_σ	0,05	0,15	0,20	0,20	0,25
ψ_τ	0	0	0,05	0,10	0,15

а) отдельно для нормальных и касательных напряжений

$$n_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_d}{\sigma_a + (\psi_\sigma)_d \sigma_\tau}; \quad n_\tau = \frac{(\tau_{-1})_d}{\tau_a + (\psi_\tau)_d \tau_\tau},$$

где $(\psi_\sigma)_d = \psi_\sigma / (k_\sigma)_d$, $(\psi_\tau)_d = \psi_\tau / (k_\tau)_d$ — коэффициенты влияния асимметрии цикла (табл. 9.9).

б) для совместного действия нормальных и касательных напряжений

$$n = n_\sigma n_\tau \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}.$$

Проверка выполнения условия усталостной прочности. Коэффициенты запаса усталостной прочности (n_σ , n_τ , n) должны быть не менее допустимого значения n_{\min} , которое рекомендуется принимать следующим: при $d \leq 0,2M$ (где M — момент сил) $n_{\min} = 1,3 \div 1,5$; при $d > 0,2M$ $n_{\min} = 1,6 \div 1,8$.

Расчет вала на жесткость. Определение критической частоты вращения. Под действием радиальных сил, действующих на вал и колесо (вес, центробежные силы, связанные с остаточным небалансом), вал насоса получает поперечную деформацию (прогиб), которая не должна превышать предельно допустимых значений для устранения заклинивания вала, разрушения уплотнений и т. д. Обычно допустимые значения максимального прогиба вала находятся в пределах 0,0002—0,0005 длины его пролета. В этом случае говорят, что вал обладает достаточной жесткостью.

Для определения максимального прогиба вала f или диаметра вала, обеспечивающего достаточную жесткость, в первом приближении можно пользоваться данными, приведенными в табл. 9.10, в которой приведены основные конструктивные схемы роторов насосов.

В таблице введены следующие обозначения: P_{rK} , P_{rB} — суммарные радиальные усилия, действующие соответственно на

колесо и вал насоса; i — число ступеней (для многоступенчатых насосов);

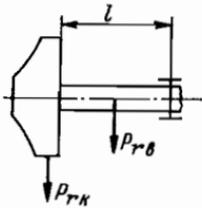
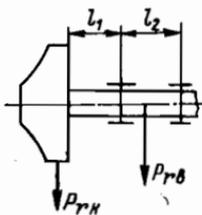
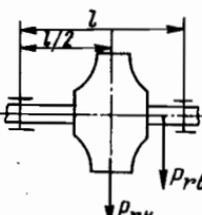
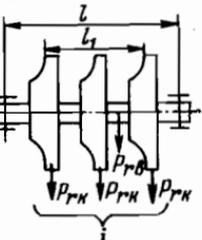
$$f_1 = \frac{P_{rB} l_2^2 l_1}{12EJ}; \quad f_1 = \frac{5P_{rB} l_2^3}{384EJ};$$

$$f'_1 = \frac{P_{rK} (l_1 + l_2) l_1^2}{3EJ}; \quad f'_2 = \frac{P_{rB} l_2^2 l_1}{24EJ};$$

$$J = \frac{\pi (d')^4}{64} \approx (0,05 d')^4;$$

Т а б л и ц а 9.10

К определению максимального прогиба вала

Схема ротора насоса	Условие для диаметра вала d , обеспечивающего жесткость	Величина максимального прогиба f
	$\geq \sqrt[3]{\frac{2(P_{rK} + P_{rB})l}{0,2\sigma}}$	$\frac{l^3}{EW} \left(\frac{P_{rK}}{3} + \frac{P_{rB}}{8} \right)$
	$\geq \sqrt{\frac{P_{rK} l_1}{0,1\sigma}}$	$\frac{P_{rK} (f'_1 + f'_2)^2 + P_{rB} (f_1 + f_2)^2}{P_{rK} (f'_1 + f'_2) + P_{rB} (f_1 + f_2)}$
	$\geq \sqrt[3]{\frac{(2P_{rK} + P_{rB})l}{0,8\sigma}}$	$\left(\frac{P_{rK}}{48} + \frac{5P_{rB}}{384} \right) \frac{l^3}{EJ}$
	$\geq \sqrt[3]{\frac{iP_{rK} \left(l - \frac{l_1}{2} \right) + P_{rB} \frac{l}{2}}{0,4\sigma}}$	$\frac{iP_{rK} + P_{rB}}{EW} \left(\frac{l^3}{48} - \frac{5l_1^3}{384} \right)$

$\sigma = 4P_{oc}/[\pi (d')^2]$ — нормальное напряжение в вале от суммарного осевого усилия (здесь d' определен из условия статической прочности вала на кручение).

При определенной частоте вращения вала прогиб его за счет остаточного небаланса может достигнуть такого значения, что вал станет неустойчивым и начнет вибрировать. В этом случае обычно частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний и наступает резонанс. Частота вращения вала, $n_{кр}$, соответствующая возникновению явления резонанса, называется критической. Ориентировочно критическую частоту можно определить следующим образом:

$$n_{кр} = 0,5f^{-1/2}.$$

Для обеспечения надежной работы вала должно выполняться следующее условие:

$$n_{кр}/n_{раб} \geq 1,4.$$

9.2. Расчет шпоночного и штифтового соединений

Соединение вала с рабочим колесом насоса, как правило, осуществляется с помощью шпоночного или штифтового соединений, которые часто выполняют еще и предохранительную функцию, разрушаясь в случае превышения нагрузки на них и предохраняя тем самым от разрушения вал, рабочее колесо и уплотнения насоса (например, при заклинивании рабочего колеса). Штифтовое соединение применяется только на валах малых диаметров ($d < 0,03M$).

Расчет шпоночного соединения. При проектировании насоса следует стремиться использовать стандартные призматические шпонки.

Порядок расчета. Выбирают шпонку в зависимости от диаметра вала и толщины ступицы. Определяют напряжения смятия в выбранной шпонке

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{d(h-b)l},$$

где l , h — длина и высота шпонки; b — глубина шпоночного паза.

Определяют допустимые напряжения. При стальной ступице $[\sigma_{см}] = 800 \div 1200$ МПа, при чугунной ступице $[\sigma_{см}] = 400 \div 600$ МПа.

Проверяют выполнение условия прочности:

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Если расчетное напряжение смятия будет значительно ниже допустимого, можно взять шпонку на номер меньше и вновь проверить ее. Если оно превысит допустимое, следует поставить две шпонки (обычно под углом 180°) того же сечения или на номер

меньше. При проверке считают, что каждая шпонка передает половину крутящего момента.

Расчет штифтового соединения. Выбирают штифт. Ниже приведены рекомендуемые размеры штифтов, мм, в зависимости от диаметра вала d , мм:

d	10	15	25
$d_{шт} \times l$	$(1,6 \div 2) \times 18$	$(3 \div 5) \times 30$	$(6 \div 10) \times 45$

Определяют напряжения смятия в выбранном штифте

$$\sigma_{см} = 4M_{нр} / (dd_{шт}l),$$

где $d_{шт}$, l — диаметр и рабочая длина штифта.

Рассчитывают запас прочности

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{см}.$$

Значение n_T должно быть не менее величины запаса статической прочности при расчете вала (см. выше).

В случае использования шпонки или штифта одновременно в качестве предохраняющего элемента необходимо, чтобы расчетные напряжения при нагружении вала предельно допустимым крутящим моментом были равны предельно допустимым напряжениям.

9.3. Расчет рабочего колеса

Рабочие колеса насосов имеют сложную для расчета на прочность конструкцию, состоящую из четырех элементов ступицы, лопасти основного и покрывного дисков. Основной и покрывной диски представляют собой оболочки конического класса, т. е. срединные поверхности.

Порядок расчета. Рассчитывают ступицу. Определяют усилия в контакте с передающим цилиндрическим штифтом или шпонкой:

$$P_{см} = 2M_{нр} / zd_{шт},$$

где z — число передающих штифтов или шпонок.

Рассчитывают площадь поверхности рабочего контакта:

для штифта

$$F_{см} = ld_{шт}/2;$$

для шпонки

$$F_{см} = lb.$$

Вычисляют напряжения смятия в ступице:

$$\sigma_{см} = P_{см} / F_{см}.$$

Определяют запас прочности для ступицы и проверяют выполнение условия прочности:

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{см}.$$

Значение n_T должно быть не менее величины запаса статической прочности при расчете вала (см. выше).

Рассчитывают лопасть. Напряжения в лопасть определяют по схеме балки-полоски, заделанной по концам. На лопасть оказывают механическое воздействие перепад давлений и центробежные силы.

Определяют напряжения в лопасть от расчетного перепада давлений на произвольном радиусе

$$\sigma_{\Delta p} = \Delta p b^3 (R) / [2\delta^3 (R)],$$

где Δp — расчетный перепад давлений; $b (R)$, $\delta (R)$ — ширина и толщина лопасти на произвольном радиусе R .

Рассчитывают нагрузку, действующую на лопасть от центробежных сил на произвольном радиусе R ,

$$G = \rho_m \delta (R) R \omega^2,$$

где ρ_m — плотность материала лопасти.

Определяют изгибные напряжения в лопасти на произвольном радиусе

$$\sigma_{\omega} = G b^2 (R) / [2\delta^2 (R)].$$

Находят суммарные напряжения в лопасти на произвольном радиусе R

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\Delta p} + \sigma_{\omega}.$$

Напряжения в лопасти следует определять не менее чем для трех ее сечений: на входе (R_1), выходе (R_2) и в средней части (R_m) и выбирать максимальное значение суммарных напряжений (σ_{Σ}^{\max}) для проверки выполнения условия прочности.

Определяют коэффициент запаса прочности

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{\Sigma}^{\max}.$$

Значение n_T должно быть не менее запаса статической прочности при расчете вала (см. выше).

Рассчитывают диски рабочих колес. При расчете необходимо учитывать качество материала, из которого они изготовлены.

Рассчитывают диски из хрупкого материала ($\sigma_T / \sigma_B \geq 0,8$). Диски колес из хрупких материалов разрушаются при достижении максимальных напряжений в одной из точек предела прочности.

Рассчитывают максимальные напряжения. С достаточной степенью точности их можно определять по следующей формуле:

$$\sigma_{\max} = \rho_m \omega^2 R_2^2.$$

Определяют допустимые напряжения

$$[\sigma] = \varepsilon \sigma_B,$$

где ε — коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров (толщины) диска — определяется по графику на рис. 9.2.

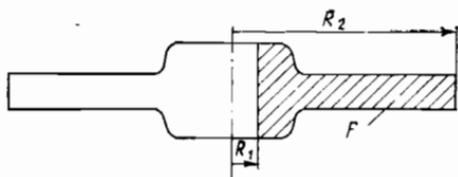


Рис. 9.4. Расчетная схема диска рабочего колеса

Вычисляют коэффициент запаса прочности

$$n = [\sigma] / \sigma_{\max}$$

Величина коэффициента запаса прочности для хрупких материалов зависит от однородности материала, конструкции, нагружения остаточными напряжениями,

величины ударной вязкости a и определяется по нижеприведенным данным:

Характеристика материала	n_T
Малопластичные стали, $a < 20$ Дж/мм ²	2—3
Хрупкие, однородные материалы, умеренно нагруженные остаточными напряжениями, $a < 5$ Дж/мм ²	3—4
Весьма хрупкие, неоднородные материалы с большими остаточными напряжениями (керамические, пористые, хрупкое литье)	4—6

Рассчитывают диски колес из пластичного материала ($\sigma_T / \sigma_B < 0,8$). Расчет производят по частоте вращения, при котором происходит разрушение. При этом исходят из предположения, что в момент разрушения во всех точках меридианного сечения колеса окружные напряжения равны пределу прочности материала.

Определяют угловую скорость, при которой происходит разрушение колеса:

$$\omega_B = \sqrt{\varepsilon \sigma_B F / (\rho_M J)},$$

где F , J — площадь и момент инерции половины меридианного сечения диска относительно оси вращения (рис. 9.4).

Определяют коэффициент запаса прочности

$$n_B = \omega_B / \omega_{\text{раб}},$$

где $\omega_{\text{раб}}$ — рабочая частота вращения. Величина n_B должна быть не менее 1,8—2,2.

Из приведенного соотношения следует, что для увеличения прочности диска нужно увеличивать толщину диска у ступицы, так как при этом момент инерции возрастает медленнее, чем площадь сечения.

9.4. Расчет корпуса

Корпус любого насоса имеет сложную форму. Однако его почти всегда можно расчленить на простейшие элементы: цилиндрические, конические, сферические и торообразные оболочки вращения.

В зависимости от отношения толщины оболочки δ к наименьшему радиусу кривизны R оболочки разделяют на толстые и тонкие. Практически оболочку можно считать тонкой, если $\delta/R = 0,1$. Как правило, корпуса насосов удовлетворяют этому условию.

Напряжения в тонких оболочках вращения можно определять по элементарной безмоментной теории оболочек, в которой принимают во внимание лишь растягивающие и сжимающие напряжения и не учитываются напряжения от изгиба и среза. Подобное решение справедливо для длинных цилиндрической, конической и сферической оболочек, не имеющих искажения геометрической формы и нагрузки вблизи расчетного сечения. Если есть искажения, то около таких мест дополнительно возникают изгибные напряжения, которые носят локальный характер. В этом случае безмоментная теория справедлива для проведения лишь оценочных расчетов. При необходимости точных расчетов их следует выполнять на основании значительно более сложной моментной теории.

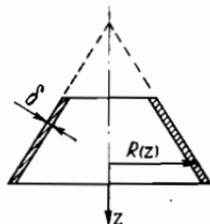


Рис. 9.5. Расчетная схема конической оболочки

Порядок расчета на прочность элементов корпуса насоса. Рассчитывают напряжения в элементах корпуса в рамках безмоментной теории оболочек вращения:

для цилиндрических оболочек меридианные напряжения

$$\sigma_1 = \Delta p R / (2\delta);$$

окружные напряжения

$$\sigma_2 = \Delta p R / \delta,$$

где R — радиус цилиндра;

для конических оболочек

$$\sigma_1 = \Delta p R(z) / (2\delta);$$

$$\sigma_2 = \Delta p R(z) / \delta,$$

где $R(z)$ — радиус конуса в рассматриваемом сечении (рис. 9.5);

для сферических оболочек

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \Delta p R / (2\delta).$$

Определяют эквивалентные напряжения в расчетном сечении

$$\sigma_{\text{экв}} = \left[\frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2 \right]^{1/2}.$$

Рассчитывают допустимые напряжения

$$[\sigma] = \varepsilon \sigma_T,$$

где ε — коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров (толщины стенки корпуса в расчетном сечении δ) на величину допустимых напряжений (см. рис. 9.2).

Вычисляют запас прочности

$$n = [\sigma] / \sigma_{\text{эвб}}$$

Запас прочности с учетом агрессивного воздействия перекачиваемой среды и перегрузки при гидробробе не должен быть меньше 3,0—3,4.

9.5. Подбор муфт

При монтаже приводов насосных установок необходимо обеспечивать соосность соединяемых валов. Если в процессе эксплуатации она сохраняется, то для соединения валов пригодны жесткие муфты. Однако соосность валов не всегда может сохраняться: под действием тепловых и силовых факторов возникают деформации, приводящие к смещению соединенных муфтой валов — осевому, радиальному, угловому. Для предотвращения опасных перегрузок, возникающих в результате таких смещений, ставят компенсирующие муфты. Защита привода от непредусмотренных перегрузок достигается включением в привод предохранительных муфт.

При проектировании приводов насосов, как правило, не требуется детально разрабатывать конструкцию муфты того или иного типа. Задача сводится главным образом к выбору муфты по соответствующим стандартам с учетом конкретных технических требований и к последующему поверочному расчету.

Основными параметрами для выбора муфты служат номинальные диаметры соединяемых валов, расчетный крутящий момент, частота вращения и условия эксплуатации.

Расчетный момент для выбора муфты определяется зависимостью

$$M_{\text{кр}}^{\text{раб}} = k_p M_{\text{кр}}$$

где k_p — коэффициент режима работы, $k_p = 1,25 \div 2,0$.

К жестким муфтам относятся втулочные (ГОСТ 24246—80), фланцевые (ГОСТ 20761—80), продольно-свертные (ГОСТ 23106—78).

Если во время эксплуатации насоса возможны только осевые относительные перемещения сопрягаемых валов (например, при

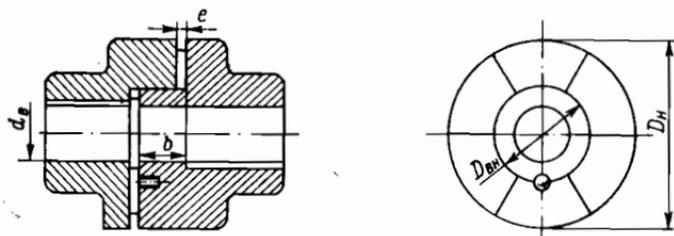


Рис. 9.6. Кулачковая муфта

колебаниях температуры перекачиваемой жидкости), достигающие при длинных валах относительно больших величин, то для компенсации таких смещений устанавливают расширительные муфты, к числу которых относятся кулачковые (рис. 9.6).

Кулачково-дисковые муфты применяют для компенсации радиального смещения валов с частотой вращения не более 250 с^{-1} (d_v — диаметр вала; b — длина зацепления; e — смещение; D_n и $D_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры муфты).

Зубчатые муфты компенсируют радиальное, осевое и угловое смещения сопрягаемых валов.

ГЛАВА 10. ИСПЫТАНИЯ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

10.1. Задачи экспериментальной обработки

Экспериментальная обработка — один из важнейших этапов создания насосного агрегата. При этом решаются следующие основные задачи: определение технических характеристик агрегата; обработка отдельных узлов насоса в сборке; проверка работоспособности всех узлов; изучение специфических свойств насоса.

Основными узлами, проходящими экспериментальную проверку, являются проточная часть, подшипниковые опоры, узлы уплотнения вала. При обработке проточной части проводят: оптимизацию ее геометрии в целях получения требуемой гидравлической характеристики при возможно высоком КПД; изучение кавитационных характеристик; проверку гидродинамических сил и доведение их до требуемых значений.

При обработке подшипниковых опор исследуют: несущую способность подшипников; режимы смазки и охлаждения; работоспособность в различных эксплуатационных условиях.

Обработка узлов уплотнения включает следующие этапы: подбор материалов трущихся пар и геометрических размеров уплотняющих элементов; анализ температурного режима; проверку работоспособности уплотнения.

Испытания насосного агрегата проводят как во всех штатных режимах, включая переходные (пуск, остановка, разогрев, расхолаживание, стоянка в горячем резерве), так и при возможных аварийных ситуациях в системах, обслуживающих насос.

Основные принципы ускоренной экспериментальной обработки. Одна из задач при создании насоса — выбор такого плана экспериментальной обработки, который был бы минимальным по срокам без ущерба для качества испытаний. Наиболее удачно эта задача решается при внедрении метода ускоренной экспериментальной обработки, основная идея которого заключается в проведении предварительных испытаний ответственных узлов на специальных стендах с последующей проверкой на натурном образце

только тех проблем, которые по техническим причинам нельзя решать при испытаниях на отдельных узлах. Поузловая отработка позволяет вести испытания сразу на нескольких стендах, что существенно сокращает сроки экспериментов.

10.2. Оработка проточной части

Модельные испытания. Методически и технически правильно проведенная отработка проточной части на моделях позволяет в существенно более короткие сроки и с меньшими затратами выбрать оптимальную геометрию рабочих органов и избежать сложной и дорогостоящей доработки натурной проточной части. При модельных испытаниях объем их может быть различен, но целесообразнее всего испытания проводить следующим образом. Изготавливают из оргстекла прозрачную модель проточной части. На этой модели, без вращения рабочего колеса, при испытаниях на воде проводят визуальные наблюдения картины течения в подводящем и отводящем каналах насоса, обнаруживают и устраняют вихревые зоны, находят оптимальные формы и размеры подводящих и отводящих элементов конструкции (направляющих аппаратов, спиральных отводов, кольцевых сборников) (рис. 10.1).

Доводка проточной части на моделях не исключает широкого применения аэродинамических испытаний моделей из неметаллических материалов. Такие модели можно быстро изготавливать методом склеивания из отдельных элементов без какой-либо сложной оснастки. В качестве материала моделей используются органическое стекло, пенопласт (для неподвижных деталей) и спецпластмассы (для рабочих колес).

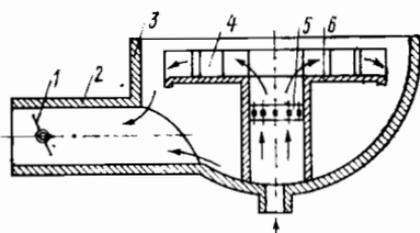


Рис. 10.1. Модель для проливки проточной части:

1 — заслонка; 2 — напорный патрубок; 3 — корпус; 4 — направляющий аппарат; 5 — решетка; 6 — всасывающий патрубок

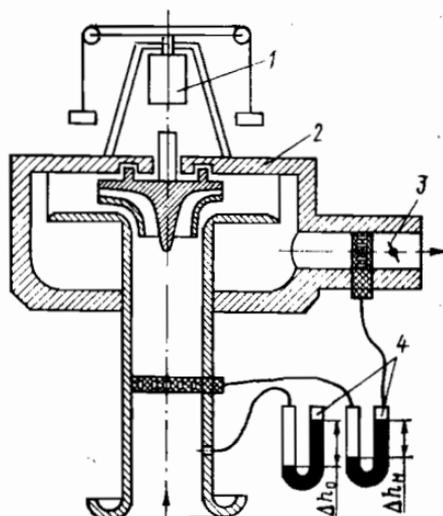


Рис. 10.2. Модель насоса для аэродинамических испытаний:

1 — приводной электродвигатель; 2 — испытуемая модель; 3 — шибер для изменения расхода; 4 — ртутные дифманометры

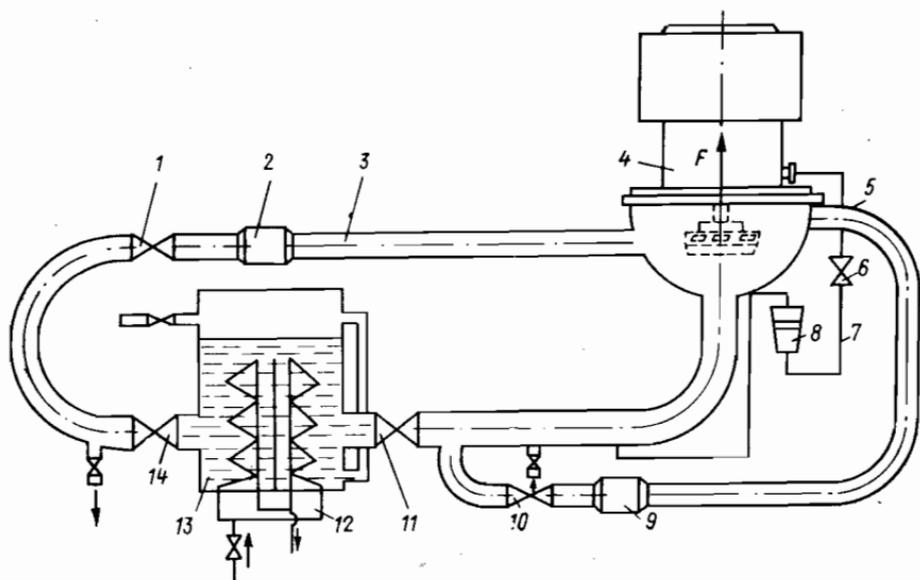


Рис. 10.3. Схема стенда для модельных испытаний

Аэродинамические испытания моделей позволяют обрабатывать напорную характеристику насоса. На рис. 10.2 показана модель для аэродинамических испытаний проточной части насоса. Коэффициент моделирования зависит от размеров обрабатываемой проточной части и возможностей испытательного стенда.

Для изготовления моделей рабочих колес при аэродинамических испытаниях широко применяется пластмасса АСТ-Т, являющаяся компаундом холодного отверждения типа порошок—жидкость.

Для окончательного уточнения полученной при продувках проточной части перед изготовлением ее в натуральную величину рекомендуется провести проверку характеристик на воде.

Обработка проточной части на модели насоса проводится на специальном испытательном стенде, который представляет собой замкнутую циркуляционную трассу, имеющую органы измерения и регулирования расхода жидкости. Для кавитационных испытаний в трассу встраивают кавитационный бак.

На рис. 10.3 изображена принципиальная схема такого стенда. Он состоит из основной трассы 3 с задвижками 1, 11, 14 и кавитационным баком 13, трассы слива протечек 5 через разгрузочную камеру с вентилем 10, трассы слива протечек 7 с клапаном 6 через уплотнение с плавающими кольцами. Расход в трассах 3, 5 измеряется сужающими устройствами 2, 9, а в трассе 7 — ротором 8. Для поддержания температуры воды в стенде в допустимых пределах кавитационный бак оборудован змеевиком 12, через который циркулирует охлаждающая вода. Задвижки 1, 14 служат для регулирования расхода, а задвижка 11 регулирует подпор во всасывающем трубопроводе насоса. При помощи вентилей 10 достигается изменение гидродинамической составляющей осевой силы F испытуемой модели 4.

Исследование кавитационных характеристик имеет своей целью определение избыточных подпоров на всасывании, соответствующих различным стадиям развития кавитации. В процессе этих исследований устанавливаются: минимальный избыточный подпор, при котором не проявляется никаких признаков кавитации; избыточный подпор, при котором обнаруживается эрозионное воздействие жидкости (без изменения напора); критический избыточный подпор, при котором появляются устойчивые паровые пузыри, влияющие на характеристику насоса (напор по сравнению с напором в бескавитационном режиме уменьшается на 2 %).

Для определения кавитационных характеристик на испытательном стенде, выполненном по замкнутой схеме (герметичный стенд), изменяется давление в кавитационном баке путем откачивания газа вакуумным насосом, и на всасывании испытуемого насоса достигаются давления, соответствующие различным стадиям кавитационного процесса.

При испытаниях на холодной воде легко определяется избыточный подпор, при котором обнаруживается эрозионное воздействие жидкости. Для этого на колесо наносят легко разрушающееся лаковое покрытие. После каждого кратковременного (примерно 30 мин) режима работы проводят осмотр колеса. Подбором профиля лопастей рабочего колеса можно устранить наиболее неблагоприятные зоны, в которых прежде всего начинается процесс кавитации.

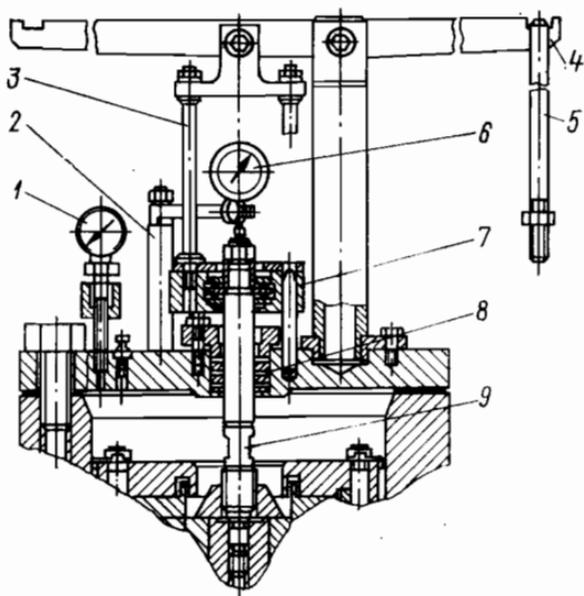


Рис. 10.4. Приспособление для измерения осевой силы

Определение сил, действующих на опоры насоса. Высокие требования к ресурсу насоса, который в значительной мере зависит от работоспособности опор насоса, а также недостаточная точность теоретического расчета делают обязательным при проведении модельных испытаний предварительное экспериментальное определение нагрузок, действующих на опоры. В процессе этих испытаний в конструкцию при необходимости вносят изменения с целью определения допустимых значений нагрузок.

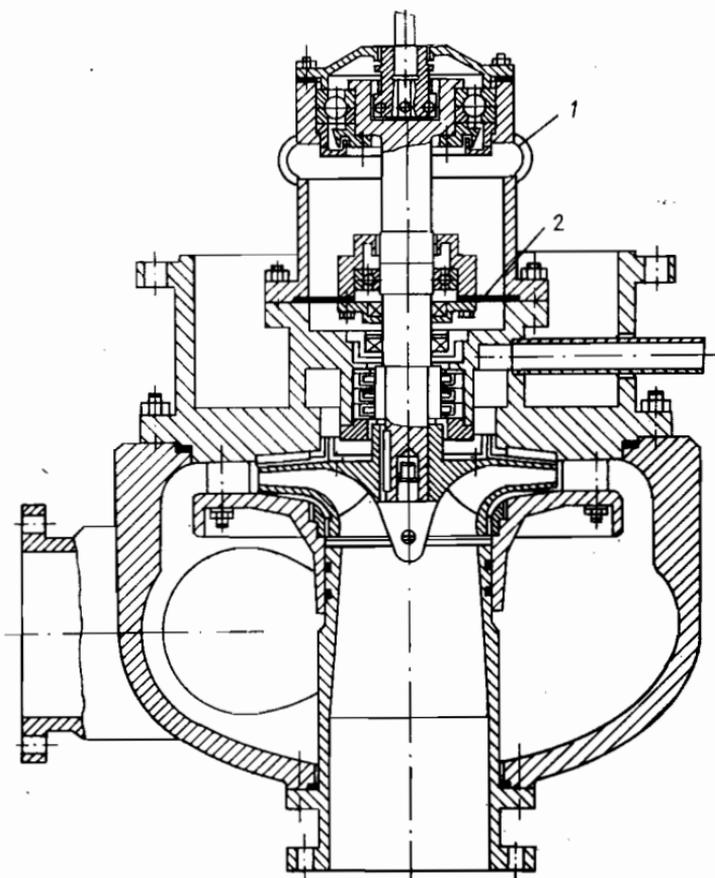


Рис. 10.5. Модель насоса

Достаточно просто осевые усилия можно определить путем прямого взвешивания модели при испытании на воде (рис. 10.4). Измерения проводят путем постепенного навешивания грузов на штангу 5. Под действием груза ротор начинает перемещаться, что фиксируется стрелкой индикатора 6. При подсчете осевой силы следует сделать поправку на силу трения в сальнике 8 и силу, вызванную разностью давлений под крышкой насоса и окружающей средой, которая измеряется манометром 1 (поз. 2 — штанга; 4 — коромысло; 7 — дополнительный стержень; 9 — основной стержень).

Описанное приспособление можно применять для измерения сил до 5 кН при давлении 1 МПа и наличии в осевом подшипнике люфта. Наиболее универсален — способ определения усилия с помощью измерения напряжений в некоторых упругих звеньях, специально создаваемых в опорах или других частях насоса. Напряжения в этих упругих звеньях измеряют тензодатчиками. Предварительно проводят тарировку упругих звеньев, при которой определяют зависимость между напряжением и усилием. Усилие при тарировке создается специальным приспособлением.

На рис. 10.5 изображена конструкция модели насоса, на которой кроме гидравлических характеристик можно определить гидродинамические осевые и радиальные силы, для чего опоры вывешены на упругих элементах 1 и 2. По степени деформации этих элементов, которые измеряются мостовой тензометрической схемой, судят о величине сил, действующих на опоры.

10.3. Отработка подшипниковых опор

Испытания материалов пар трения гидродинамических подшипников — важнейший этап создания насоса. Можно выделить, как уже говорилось, две группы гидродинамических подшипников: смазываемые минеральными маслами и смазываемые водой. Для пар трения первой группы применяются хорошо исследованные материалы, используемые в общем машиностроении. Проводить какие-либо дополнительные испытания материалов трущихся пар таких подшипников, как правило, нет необходимости. Подшипники второй группы применяются в первую очередь в герметичных бессальниковых насосах. Из-за сложного комплекса требований и тяжелых условий работы подшипниковых узлов в герметичных насосах необходимы предварительные экспериментальные исследования специально создаваемых или подбираемых из имеющихся материалов пар трения. Методика этих экспериментальных исследований предусматривает: физико-механические лабораторные испытания материалов; испытание материалов на трение и износ на лабораторных установках (на образцах); стендовые испытания узлов трения; натурные испытания, которые и лежат в основе комплексной отработки пар трения для гидродинамических подшипников.

На первом этапе испытаний изучают коррозионную стойкость металлических материалов в заданных условиях и проводят термостатические испытания неметаллических материалов,

Коррозионную стойкость материалов исследуют на образцах. При проведении автоклавных испытаний необходимо иметь в виду, что коррозионная стойкость ряда металлов и сплавов зависит от характера их напряженного состояния. Поэтому в некоторых случаях в помещаемых в автоклав образцах следует создавать с помощью специальных приспособлений напряженное состояние, соответствующее эксплуатационным условиям. Наиболее точно эксплуатационные условия можно воспроизвести на автоклавных установках, оборудованных системой прокачивания водой.

Кроме испытаний в погруженном состоянии проводят испытания по определению стойкости материалов пары трения к щелевой коррозии, возможной при длительной стоянке из-за малого зазора в подшипниках. Испытания на щелевую коррозию проводят в специальном приспособлении при атмосферном давлении и температуре 70—80 °С, что соответствует наиболее неблагоприятным условиям эксплуатации.

При термостатических испытаниях неметаллических материалов, которые проводят в тех же автоклавах, что и коррозионные испытания, исследуют влияние длительного воздействия рабочих условий (температура, давление) на структуру и физико-механические свойства материалов. Изучают изменение во времени твердости, размеров, прочности на сжатие, конструкционной прочности. Кроме того, на всех образцах определяют изменения массы и линейных размеров, химического состава поверхностного слоя, а также оценивают видимые поверхностные структурные изменения.

Основным критерием оценки результатов коррозионных и термостатических испытаний является сравнение с данными аналогичных испытаний материалов, работоспособность которых в требуемых условиях подтверждена длительной эксплуатацией ранее созданных насосов.

Материалы, отобранные на первом этапе, проходят испытания на трение и износ на лабораторных установках (второй этап). При этом определяют коэффициент трения и скорость изнашивания в зависимости от нагрузки и температуры. Эти испытания проводят на плоских образцах в специальных машинах трения, позволяющих создать необходимую температуру смазывающей воды.

На третьем этапе испытаний исследуют на специальных стендах работоспособность выбранных материалов пары трения при рабочих условиях в конкретной конструкции подшипникового узла. Следовательно, правильнее будет рассматривать этот этап не как проверку материалов трущейся пары, а как отработку конструкции гидродинамического подшипника.

Отработка конструкции гидродинамического подшипника заключается в проверке работоспособности выбранных материалов пары трения в конкретной конструкции подшипника при реальных режимах по температуре, давлению, подаче смазывающей воды, нагрузкам и частоте вращения. Необходимо, чтобы испытательный стенд имитировал условия размещения и крепления подшипников в натурной конструкции, а также позволял исследовать влияние на работоспособность подшипников несоосности и перекосов, вызываемых неточностью изготовления узлов и деталей насоса.

10.4. Система измерений при испытании насосов

Для проведения испытаний стенды комплектуют соответствующими измерительными устройствами и приборами, которые должны быть метрологически аттестованы. Измерительные приборы целесообразно размещать на одном щите для удобства одновременного отсчета показаний.

Снимать характеристику насоса надо в диапазоне подач от нуля до $1,1Q_{\text{ном}}$. Число режимов должно быть не менее 16, изме-

рять параметры нужно при установившемся режиме. Изменение температуры перекачиваемой жидкости до 10°C за время испытания можно не принимать во внимание при подсчете результатов испытаний. В случае больших колебаний температуры необходимо вносить соответствующие поправки.

При периодических испытаниях определяют также внешние утечки через концевые уплотнения и разгрузочное устройство, проверяют вибрацию опор, температуру отдельных элементов насоса и электродвигателя. Виброшумовые характеристики насосов получают на специальных акустических стендах по особой методике.

Подачу измеряют на выходе из насоса после мест отбора жидкости на собственные нужды. Для измерения подачи применяют: сужающие устройства (диафрагмы, сопла Вентури), которые устанавливают на отводящем трубопроводе на стенде и изготавливают по особым нормам; мерные баки с точным определением объема тарированием.

Перепад давлений на сужающем устройстве измеряют дифференциальным ртутным или дифференциальным образцовым пружинным манометром.

Напор определяют по давлению, развиваемому насосом, манометрами, подсоединенными к входному и выходному патрубкам. Наибольшее распространение получили пружинные манометры, класс которых выбирают в зависимости от требуемой точности проведения испытаний. Для измерения малых напоров используют ртутные жидкостные манометры, которые обеспечивают более высокие точность и стабильность показаний.

Для повышения точности испытаний целесообразно измерять разность давлений непосредственно на патрубках с помощью дифференциальных манометров.

Мощность насоса определяют либо путем измерения крутящего момента, либо измерением электрической мощности электродвигателя с последующей корректировкой КПД.

Для малых и средних насосов наиболее широко применяется метод измерения реактивного момента.

Мощность крупных насосов определяют, измеряя электрическую мощность электродвигателя с соответствующим пересчетом по графику зависимости КПД электродвигателя от нагрузки. Электрическую мощность измеряют по схеме двух ваттметров.

Частоту вращения измеряют стробоскопическими, электронными и электрическими тахометрами, частотомерами, ручными тахометрами и т. п. Современная измерительная техника позволяет определять частоту вращения с точностью $\pm 1 \text{ с}^{-1}$.

Температуру жидкости определяют ртутными термометрами или термометрами сопротивления в подводящем трубопроводе или баке. Погрешность в измерении температуры не должна превышать 1°C при температуре до 50°C и $0,5^{\circ}\text{C}$ при температуре более 50°C . При температуре $t_{\text{нас}}$ определяют плотность и давление парообразования жидкости.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Стали

Стали классифицируют по химическому составу, качеству, степени раскисления, структуре и прочности.

По химическому составу — углеродистые и легированные. По концентрации углерода те и другие подразделяют на низкоуглеродистые ($<0,3\%$ С), среднеуглеродистые ($0,3—0,7\%$ С) и высокоуглеродистые ($>0,7\%$ С).

Легированные стали в зависимости от введенных элементов подразделяют на хромистые, марганцовистые, хромоникелевые, хромокремнемарганцовые и многие другие. По количеству введенных элементов их разделяют на низко-, средне- и высоколегированные (содержание легирующих элементов до 5%, от 5 до 10% и более 10% соответственно).

По качеству — стали обыкновенного качества, качественные, высококачественные и особочащенные. Под качеством стали понимают совокупность свойств, определяемых металлургическим процессом ее производства.

Однородность химического состава, строения и свойств стали, а также ее технологичность во многом зависят от содержания газов (кислорода, водорода, азота) и вредных примесей — серы и фосфора.

Стали обыкновенного качества содержат до 0,055% S и 0,045% P, качественные — не более 0,04% S и 0,035% P, высококачественные — не более 0,025% S и 0,025% P, особочащенные — не более 0,015% S и 0,025% P.

По степени раскисления и характеру затвердевания — стали спокойные, полуспокойные и кипящие.

Спокойные стали раскисляют марганцем, кремнием и алюминием. Они содержат мало кислорода и затвердевают спокойно без газовыделения.

Кипящие стали раскисляют только марганцем. Перед разливкой в них содержится повышенное количество кислорода, который при затвердевании частично взаимодействует с углеродом и удаляется в виде CO. Выделение пузырей CO создает впечатление кипения стали, с чем и связано ее название. Кипящие стали дешевы, их производят низкоуглеродистыми и практически без кремния ($Si \leq 0,07\%$), но с повышенным количеством газообразных примесей.

Полуспокойные стали по степени раскисления занимают промежуточное положение между спокойными и кипящими.

При классификации стали по структуре учитывают особенности ее строения в отожженном и нормализованном состояниях.

В отожженном (равновесном) состоянии конструкционные стали разделяют на четыре класса: 1) доэвтектоидные, имеющие в структуре избыточный феррит; 2) эвтектоидные, структура которых состоит из перлита; 3) аустенитные; 4) ферритные.

Углеродистые стали могут быть первых двух классов, легированные — всех классов. Стали аустенитного класса образуются при введении большого количества элементов Ni, Mn, расширяющих γ -область, стали ферритного класса — при введении элементов Cr, Si, V, W и др., расширяющих α -область. При определенном легировании возможны частичная перекристаллизация ($\alpha \rightleftharpoons \gamma$) и образование сталей промежуточных классов — полуферритных и полуаустенитных.

По структуре после нормализации стали подразделяют на следующие классы: перлитный, мартенситный, аустенитный, ферритный.

Стали перлитного класса имеют невысокую устойчивость переохлажденного аустенита. При охлаждении на воздухе они приобретают структуру перлита, сорбита или тростита, в которой могут присутствовать также избыточные феррит

и карбиды. К сталям перлитного класса относятся углеродистые и низколегированные. Эта большая группа дешевых, широко применяемых сталей для деталей машин и аппаратов, для работы при нормальной или повышенной температуре (не выше 45°C) и в неагрессивных средах.

Стали мартенситного класса отличаются высокой устойчивостью переохлажденного аустенита; при охлаждении на воздухе они закаляются на мартенсит. К этому классу относятся средне- или высоколегированные стали.

Стали аустенитного класса из-за повышенного количества никеля или марганца (обычно в сочетании с хромом) имеют интервал мартенситного превращения ниже 0°C и сохраняют аустенит при температуре $20-25^{\circ}\text{C}$.

По прочности, оцениваемой временным сопротивлением, конструкционные стали с некоторой условностью можно разделить на стали нормальной (средней) прочности ($\sigma_{\text{в}} \sim$ до 1000 МПа), повышенной прочности ($\sigma_{\text{в}} \sim$ до 1500 МПа) и высокопрочные ($\sigma_{\text{в}} \sim$ более 1500 МПа).

Структуры сталей и их свойства. Феррит — твердый раствор углерода (обычно низкой концентрации, порядка сотых долей процента) и других элементов в α -железе $\alpha - \text{Fe}$ (почти чистое железо α). Феррит имеет кубическую объемноцентрированную решетку. Он ферромагнитен (ниже 769°C), мягок и пластичен.

Аустенит — твердый раствор углерода и легирующих элементов в γ -железе $\gamma - \text{Fe}$. Кристаллическая решетка — куб с центрированными гранями. Аустенит немагнитен, плотность его больше, чем плотность других составляющих стали.

Сорбит, тростит, мартенсит относятся к неравновесным структурам стали.

Сорбит — продукт превращения (распада) аустенита в интервале (районе) температуры $600-650^{\circ}\text{C}$, смесь феррита и сфероида цемента, отличающаяся от перлита большей дисперсностью составляющих и более высокой твердостью.

Тростит — продукт превращения аустенита в интервале температур $500-600^{\circ}\text{C}$, смесь феррита и цементита еще большей дисперсности и твердости, чем сорбит.

Мартенсит — твердый раствор углерода и других элементов в γ -железе, полученный в результате бездиффузионного превращения. Мартенсит обладает высокой твердостью, ферромагнитен, имеет игольчатое строение — содержание углерода в мартенсите равно исходному его содержанию в аустените.

Характеристика свойств конструкционных сталей. Прочность металла — свойство материала сопротивляться деформации и разрушению от действия напряжений. Величины, характеризующие сопротивление деформации (выраженные в напряжениях) или разрушению (выраженные в напряжениях с учетом длины трещины), деформации (выраженную, например, относительным удлинением) и вязкости (выраженную работой деформации или разрушения), носят название механических свойств металла.

Для оценки механических свойств используют два параметра: прочности и пластичности.

Критерии прочности: 1) предел прочности при растяжении или временное сопротивление разрыву $\sigma_{\text{в}}$ — условное напряжение, соответствующее наибольшей нагрузке, выдерживаемой образцом; 2) предел текучести физический σ_{T} — условное напряжение, соответствующее наименьшей «площадке текучести», когда деформация образца происходит без увеличения нагрузки; 3) предел текучести условный $\sigma_{0,2}$ — условное напряжение, при котором остаточная деформация достигает 0,2 %.

Критерии пластичности: 1) относительное удлинение (при разрыве) δ — отношение прироста длины образца после разрыва к первоначальной расчетной длине; 2) относительное сужение (при разрыве) ψ — отношение наибольшего (в месте разрыва) уменьшения поперечного сечения образца к первоначальной площади поперечного сечения. Относительное сужение ψ как более локальная характеристика лучше оценивает вязкость материала при разрушении, чем относительное удлинение δ .

Углеродистые стали обыкновенного качества. Это наиболее дешевые стали. В них допускается повышенное содержание вредных примесей, а также газо- и сернистость и загрязненность неметаллическими включениями, так как они выплавляются по нормам массовой технологии.

Стали обыкновенного качества выпускают в виде проката (балки, прутки, листы, уголки, трубы, швеллеры и т. п.), а также поковок.

В зависимости от гарантируемых свойств их поставляют трех групп: А, Б, В. Стали маркируют сочетанием букв Ст и цифрой (от 0 до 6), показывающей номер марки. Стали групп Б и В имеют перед маркой буквы Б и В, указывающие на их принадлежность к этим группам. Группа А в обозначении марки стали не указывается.

Степень раскисления обозначается добавлением индексов: в спокойных сталях — *сп*, полуспокойных — *пс*, кипящих — *кп*, например *Ст.3сп*, *БСт.пс*, *ВСт.3кп*.

Спокойными и полуспокойными производят стали Ст.1—Ст.6, кипящими Ст.1—Ст.4 всех трех групп. Сталь Ст.0 по степени раскисления не разделяется.

Сталь группы А поставляют с гарантированными механическими свойствами, химический состав не указывается (табл. П.1).

Сталь группы Б поставляют с гарантированным химическим составом, механические свойства не гарантируются (табл. П.2).

Т а б л и ц а П.1

Механические свойства углеродистых сталей обыкновенного качества группы А

Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %
		не менее				не менее	
Ст.0	≥ 310	—	20	Ст.4	420—540	240	21
Ст.1	320—420	—	31	Ст.5	500—640	260	17
Ст.2	340—440	200	29	Ст.6	600	300	12
Ст.3	380—490	210	23				

П р и м е ч а н и е. Механические свойства приведены для спокойных и полуспокойных сталей. В сталях Ст.1кп—Ст.4кп значения σ_B и σ_T меньше (соответственно на 10—20 и на 10 МПа, а значения δ больше (на 1 %), чем в спокойных и полуспокойных сталях того же номера.

Т а б л и ц а П.2

Массовая доля элементов (%) в углеродистых сталях обыкновенного качества группы Б

Марка стали	С	Mn	Si в стали			S	P
			кп	пс	сп	не более	
БСт.0	$\leq 0,23$	—	—	—	—	0,06	0,07
БСт.1	0,06—0,12	0,25—0,5	0,05	0,05—0,17	0,12—0,3	0,05	0,04
БСт.2	0,09—0,15	0,25—0,5	0,05	0,05—0,17	0,12—0,3	0,05	0,04
БСт.3	0,14—0,22	0,3—0,65	0,07	0,05—0,17	0,12—0,3	0,05	0,04
БСт.4	0,18—0,27	0,4—0,7	0,07	0,05—0,17	0,12—0,3	0,05	0,04
БСт.5	0,28—0,37	0,5—0,8	—	0,05—0,17	0,15—0,3	0,05	0,04
БСт.6	0,38—0,49	0,5—0,8	—	0,05—0,17	0,15—0,3	0,05	0,04

П р и м е ч а н и я. 1. В сталях БСт1—БСт6 допускается не более 0,3 % Cr; 0,3Nи; 0,3 % Cu; 0,08 % As; 0,008 % N.

2. В сталях, выплавленных из керченских руд, допускается до 0,15 % As и 0,05 % P.

Сталь группы В поставляют с гарантированными механическими свойствами и химическим составом с нормами для аналогичных сталей групп А и Б.

Углеродистые стали обыкновенного качества (всех трех групп) предназначены для изготовления различных слабонагруженных деталей машин и приборов. Этим сталям, обладающим хорошими технологическими свойствами, отдают предпочтение в тех случаях, когда работоспособность конструкций определяется жесткостью, а прочность их благодаря значительным геометрическим размерам заведомо обеспечивается.

Углеродистые качественные стали. Характеризуются более низким, чем у сталей обыкновенного качества, содержанием вредных примесей и неметаллических включений. Они поставляются в виде проката, поковок и других полуфабрикатов с гарантированным химическим составом и механическими свойствами (табл. П.3). Маркируются двухзначными числами 05, 08, 10, 15, 20, ..., 85, обозначающими среднее содержание углерода в сотых долях процента. Например, Сталь 10 содержит в среднем 0,10 % С; Сталь 45 — 0,45 % С и т. п.

Спокойные стали маркируют без индекса, полуспокойные и кипящие — с индексами соответственно *пс* и *кп*.

В соответствии с ГОСТ 1050—74 качественные стали производят и поставляют без термической обработки (горячекатаными, коваными), термически обработанными и нагартованными.

Механические свойства гарантируются после нормализации, а также по требованию потребителя после закалки и отпуска, нагартовки или термической обработки, устраняющей нагартовку — отжига или высокого отпуска.

Т а б л и ц а П.3

Свойства углеродистых качественных сталей

Сталь	Массовая доля углерода, %	Свойства после нормализации					НВ (после отжига)
		σ_B	$\delta_{0,2}$	δ	ψ	НВ	
		МПа		%			
08	0,05—0,12	320	200	33	60	1310	—
10	0,07—0,14	340	210	31	55	1430	—
15	0,12—0,19	380	230	27	55	1490	—
20	0,17—0,24	420	250	25	55	1630	—
25	0,22—0,3	460	280	23	50	1700	—
30	0,27—0,35	500	300	21	50	1790	—
35	0,32—0,4	540	320	20	45	2070	—
40	0,37—0,45	580	340	19	45	2170	1870
45	0,42—0,5	610	360	16	40	2290	1970
50	0,47—0,55	640	380	14	40	2410	2070
55	0,52—0,6	660	390	13	35	2550	2170
60	0,57—0,65	690	410	12	35	2550	2290
65	0,62—0,7	710	420	10	30	2550	2290
70	0,67—0,75	730	430	9	30	2690	2290
75	0,72—0,8	1100	900	7	30	2850	2410
800	0,77—0,85	1100	950	6	30	2850	2410
85	0,82—0,9	1150	1000	6	30	3020	2550
60Г	0,57—0,65	710	420	11	35	2690	2290
65Г	0,62—0,7	750	440	9	—	2850	2290
70Г	0,67—0,75	800	460	8	—	2850	2290

П р и м е ч а н и я. 1. Твердость приведена в мегапаскалях. 2. В сталях допускается не более 0,8 % Mn (кроме сталей 60Г, 70Г, в которых до 1,2 % Mn); 0,37 % Si; 0,04 % S; 0,035 % P; 0,25 % Ni; 0,25 % Cu; 0,25 % Cr; 0,08 % As.

Качественные стали находят многостороннее применение в технике, так как в зависимости от содержания углерода и термической обработки обладают разнообразными механическими и технологическими свойствами.

Легируемые стали. Марка легируемых сталей состоит из сочетания букв и цифр, обозначающих ее химический состав.

Принято обозначать хром Х, никель Н, марганец Г, кремний С, молибден М, вольфрам В, титан Т, ванадий Ф, алюминий Ю, медь Д, ниобий Б, бор Р, кобальт К. Цифра, стоящая после буквы, указывает на примерное содержание легирующего элемента в процентах. Если цифра отсутствует, то легирующего элемента меньше или около 1 %.

Две цифры в начале марки конструкционной легирующей стали показывают содержание углерода в сотых долях процента. Например, сталь 20ХНЗА в среднем содержит 0,20 % С, 1 % Сг и 3 % Ni. Буква А в конце марки означает, что сталь высококачественная. Некоторые группы сталей содержат дополнительные обозначения: марки шарикоподшипниковых сталей начинаются с буквы Ш, электротехнических — с буквы Э, автоматных — с буквы А.

Легирующие элементы вводят для повышения конструкционной прочности стали. В конструкционных сталях феррит — основная структурная составляющая (не менее 90 % по объему). Легирующие элементы, растворяясь в феррите, упрочняют его. Однако для обеспечения высокой конструктивной прочности количество легирующих элементов в стали должно быть рациональным.

Хром вводят в количестве до 2 %. Он оказывает благоприятное влияние на механические свойства стали.

Никель — наиболее ценный и в то же время наиболее дефицитный легирующий элемент. Его вводят от 1 до 5 %.

Марганец вводят в количестве до 1,5 % и используют нередко как заменитель никеля. Он заметно повышает предел текучести стали, однако делает сталь чувствительной к перегреву.

Кремний — некарбидообразующий элемент, количество которого ограничивают 2 %. Кремний сильно повышает предел текучести, снижает вязкость и повышает порог хладоломкости при содержании свыше 1 %.

Молибден и вольфрам — дорогие и остродефицитные карбидообразующие элементы. Основная цель введения 0,2—0,4 % Мо и 0,8—1,2 % W — уменьшение склонности к отпускной хрупкости второго ряда, улучшение комплексно-легируемых сталей в результате измельчения зерна, повышения стойкости к отпуску, увеличения прокаливаемости.

Ванадий и титан — сильные карбидообразователи. Их добавляют в небольшом количестве (до 0,3 % V и 0,1 % Ti) для измельчения зерна.

Бор вводят в микродозах (0,002—0,005 %) для увеличения прокаливаемости. Микролегирование бором эквивалентно введению 1 % Ni, 0,5 % Сг, 0,2 % Мо.

Из сталей нормальной и повышенной прочности наибольшее применение в машиностроении имеют низкоуглеродистые (цементируемые) и среднеуглеродистые (улучшаемые) стали, содержащие, как правило, в сумме не более 5 % легирующих элементов (табл. П.4).

Механические свойства низкоуглеродистых легируемых сталей приведены в табл. П.5 после двойной закалки (I и II) и низкого отпуска, т. е. термической обработки цементируемых деталей. При использовании этих сталей для деталей, от которых не требуется износостойкая поверхность, проводятся однократная закалка I и низкий отпуск.

Среднеуглеродистые (0,3—0,5 % С) легируемые стали приобретают высокие механические свойства после термического улучшения — закалки и высокого отпуска (500—650 °С) — на структуру сорбита (табл. П.6).

Стали высоколегируемые и сплавы коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные. К высоколегируемым сталям условно отнесены сплавы, содержание железа в которых более 45 %, а суммарное содержание легирующих элементов не менее 10 %.

К сплавам на железоникелевой основе отнесены сплавы, основная структура которых является твердым раствором хрома и других легирующих элементов в железоникелевой основе никеля и железа в сумме более 65 %).

Массовая доля элементов (%) в легированных конструкционных сталях

Сталь	C	Mn	Si	Cr
Низкоуглеродистые стали				
15X	0,12—0,18	—	—	0,7—1,0
20XГМ	0,23—0,29	0,9—1,2	—	0,9—1,2
20XГТ	0,24—0,42	0,8—1,1	—	1,0—1,3
20XН3А	0,17—0,24	—	—	0,6—0,9
12X2Н4А	0,09—0,15	—	—	1,25—1,65
18X2Н4МА	0,14—0,2	—	—	1,35—1,65
Среднеуглеродистые стали				
40X	0,36—0,44	—	—	0,8—1,1
40XГТР	0,38—0,45	0,7—1,0	—	0,8—1,1
30XГСА	0,28—0,34	0,8—1,1	0,9—1,2	0,8—1,1
40XНМА	0,37—0,44	—	—	0,6—0,9
38XН3МФА	0,33—0,40	—	—	1,2—1,5
38X2МЮА	0,35—0,42	—	—	1,35—1,65
Сталь	Ni	Mo	Прочие элементы	
Низкоуглеродистые стали				
15X	—	—	—	
20XГМ	—	0,2—0,3	—	
30XГТ	—	—	0,03—0,09	
20XН3А	2,75—3,15	—	—	
12X2Н4А	3,25—3,65	—	—	
18X2Н4МА	4,0—4,4	0,3—0,4	—	
Среднеуглеродистые стали				
40X	—	—	—	
40XГТР	—	—	0,03—0,09	
			0,002—0,005	
30XГСА	—	—	—	
40XНМА	1,25—1,65	0,15—0,25	—	
38XН3МФА	3,0—3,5	0,35—0,45	0,1—0,18	
38X2МЮА	—	0,15—0,25	0,7—1,1	

К сплавам на никелевой основе отнесены сплавы, основная структура которых является твердым раствором хрома и других легирующих элементов в никелевой основе (содержание никеля не менее 55 %).

В зависимости от основных свойств стали и сплавы подразделяются на группы:
 I — коррозионно-стойкие (нержавеющие) стали и сплавы, обладающие стойкостью против электрохимической и химической коррозии (атмосферной, почвенной, щелочной, кислотной, солевой), межкристаллитной коррозии, коррозии под напряжением и др.;

II — жаростойкие (окалиностойкие) стали и сплавы, обладающие стойкостью против химического разрушения поверхности в газовых средах при температуре выше 550 °С, работающие в ненагруженном или слабонагруженном состоянии;

Режимы термической обработки и механические свойства низкоуглеродистых легированных сталей

Сталь	Температура, °С			Механические свойства (не менее)			
	закалки		отпуска	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ
	I	II					
15X	880	770—820	180	700	500	12	45
15XФ	880	760—810	180	750	550	13	50
30XГТ	880	850	200	1500	1300	9	40
25XГМ	860	—	200	1200	1100	10	45
12XН3А	860	760—810	180	950	700	11	55
12X2Н4А	860	760—800	180	1150	950	10	50
18X2Н4МА	950	860	200	1150	850	12	50

III — жаропрочные стали и сплавы, способные работать в нагруженном состоянии при высоких температурах в течение определенного времени и обладающие при этом достаточной жаростойкостью.

В зависимости от структуры стали подразделяют на классы:

- мартенситный — стали с основной структурой мартенсита;
- мартенситно-ферритный — стали, содержащие в структуре кроме мартенсита не менее 10 % феррита;
- ферритный — стали, имеющие структуру феррита (без $\alpha \rightleftharpoons \gamma$ -превращений);
- аустенитно-мартенситный — стали, имеющие структуру аустенита и мартенсита, количество которых можно менять в широких пределах;
- аустенитно-ферритный — стали, имеющие структуру аустенита и феррита (феррит более 10 %);
- аустенитный — стали, имеющие структуру аустенита.

Наименование марок сталей и сплавов состоит из обозначения элементов и следующих за ними цифр. Цифры, стоящие после букв, указывают среднее содержание легирующего элемента в процентах, кроме элементов, присутствующих в стали в малых количествах. Цифры перед буквенным обозначением указывают среднее или максимальное содержание углерода в стали в сотых долях процента.

Стали и сплавы, полученные специальными методами, дополнительно обозначают через дефис в конце наименования марки буквами: ВД — вакуумно-

Таблица П.6

Термическая обработка и механические свойства улучшенных легированных сталей

Сталь	Температура закалки, °С	Отпуск		σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ
		темпера- тура, °С	среда охлажде- ния				
				не менее			
40X	860	500	Вода, масло	1000	800	10	45
50X	830	520	То же	1100	900	9	40
30XГСА	880	540	»	1100	850	10	45
40XН	820	500	»	1000	800	11	45
40XНМА	850	620	»	1100	950	12	50
38XН3МА	850	600	Воздух	1200	1100	12	50

Свойства хромистых коррозионно-стойких сталей

Сталь	Класс	Массовая доля элементов, %		Термическая обработка					
		С	Cr	Отжиг		Закалка и высокий отпуск		Закалка и низкий отпуск	
				$\sigma_{в}$, МПа	δ , %	$\sigma_{в}$, МПа	δ , %	$\sigma_{в}$, МПа	δ , %
12X13	Ферритно-мартенситный	0,09—0,15	12—14	400	20	600	20	—	—
20X13	Мартенситный	0,16—0,25	12—14	500	20	660	16	—	—
30X13		0,26—0,35	12—14	500	15	700	12	1600	3
40X13		0,36—0,45	12—14	600	15	800	9	1680	3

дуговой переплав, Ш — электрошлаковый переплав и ВИ — вакуумно-индукционная выплавка.

Коррозионно-стойкие (нержавеющие) стали. Типичными представителями коррозионно-стойких (нержавеющих) сталей, широко используемых в технике, являются хромистые ферритно-мартенситного и мартенситного классов и хромоникелевые стали аустенитного класса.

Структура и свойства хромистых сталей зависят от количества хрома и углерода. Все хромистые стали, в которых хрома более 12,5 %, коррозионно-стойкие. При содержании хрома 13, 17 и 25 % стали являются не только коррозионно-стойкими, но и жаростойкими. Стали, содержащие 13 % Cr, при нагреве и охлаждении претерпевают фазовое превращение $\gamma \rightleftharpoons \alpha$ и поэтому могут упрочняться при помощи термической обработки. Прочность после закалки и отпуска тем больше, как видно из табл. П.7, чем больше в стали углерода.

Структура хромоникелевых сталей зависит от содержания углерода, хрома и никеля. Большим достоинством этих сталей является хорошая технологичность в отношении обработки давлением и сварки. Однофазное закаленное состояние, при котором хром находится в твердом растворе, обеспечивает стали максимальную коррозионную стойкость в окислительных средах. Свойства закаленных коррозионно-стойких сталей аустенитного класса приведены в табл. П.8.

Таблица П.8

Свойства закаленных коррозионно-стойких сталей аустенитного класса

Сталь	Массовая доля элементов, %						Механические свойства	
	С	Cu	Ni	Mn	Ti	Прочие	$\sigma_{в}$, МПа	δ , %
04X18N10	$\leq 0,04$	17—19	9—11	—	—	—	500	45
18X18N10	$\leq 0,08$	17—19	9—11	—	—	—	520	45
12X18N10T	$< 0,12$	17—19	9—11	—	0,7	—	520	40
17X18N9	0,13—0,21	17—19	8—10	—	—	—	600	35
10X17N13M2T	$< 0,1$	16—18	12—14	—	0,3—0,6	1,8—2,5	520	40
10X14Г14Н4Т	$< 0,1$	16—18	2,8—4,5	13—15	0,6	—	650	40

Химический состав и свойства жаропрочных сталей

Марка стали	Массовая доля элементов, %					Механические свойства	
	C	Cr	Ni	Si	Ti	σ_B , МПа	δ , %
08X17T	0,08	16—18	0,7	0,8	0,4—0,8	400	20
15X25T	0,15	24—27	0,8	1	0,75—0,8	450	20
20X23H18	0,2	22—25	17—20	1	—	500	35
20X25H20C	0,2	24—27	18—21	2—3	—	600	35

Жаростойкие (окалиностойкие) стали и сплавы. Способность металла сопротивляться коррозионному воздействию газа при высоких температурах называется жаростойкостью.

Жаростойкость металла зависит от многих внешних и внутренних факторов. Внутренними факторами являются химический состав металла, структура и чистота обработки поверхности. Основным элементом, повышающим жаростойкость стали является хром, содержание которого может достигать 30 %.

Химический состав и свойства жаростойких сталей приведены в табл. П.9.

Жаропрочные стали и сплавы. Жаропрочностью называется способность материала длительное время сопротивляться деформированию и разрушению при повышенных температурах.

Жаропрочность важна при выборе материала, когда рабочие температуры деталей превышают $0,3T_{пл}$ ($T_{пл}$ — температура плавления).

Основные группы жаропрочных материалов включают перлитные, мартенситные и аустенитные жаропрочные стали, используемые при температурах 450—700 °С, и по масштабам применения занимают ведущее место. Ниже 450 °С вполне пригодны обычные конструкционные стали и нет необходимости заменять их жаропрочными сталями.

Сплавы на основе никеля или кобальта жаропрочнее сталей. Сплавы на основе никеля применяют при температурах 700—1000 °С, кобальтовые сплавы не получили широкого применения из-за дефицитности кобальта.

Свойства жаропрочных сталей и никелевых сплавов приведены в табл. П.10.

Влияние некоторых элементов на свойства сталей. Легирующие элементы, вводимые в сталь, определяют физико-химические и прочностные свойства сталей.

Углерод увеличивает предел прочности, предел текучести стали, снижает ее пластичность и ударную вязкость.

Кремний повышает окалиностойкость стали, активно раскисляет сталь при выплавке.

Марганец увеличивает прочность стали при сравнительно невысоких температурах (примерно до 300 °С), способствуя существенному повышению временного сопротивления и предела текучести стали.

Хром повышает коррозионную стойкость и окалиностойкость стали, несколько повышает ее жаропрочность.

Никель повышает коррозионную стойкость стали и увеличивает ее пластичность и прочность, измельчает зерно, повышает прокаливаемость стали.

Титан способствует повышению жаропрочности сталей всех структурных классов. Повышает стойкость хромоникелевых аустенитных сталей против межкристаллитной коррозии. Улучшает свариваемость стали.

Вольфрам способствует повышению жаропрочности стали. В хромоникелевых сталях аустенитного класса вольфрам повышает жаропрочность и коррозионную стойкость стали.

Свойства жаропрочных сталей и никелевых сплавов

Материал		Средняя массовая доля основных легирующих элементов, %	Температура, °С		Жаропрочные свойства		
Марка	Группа		максимальная	начала интенсивного окисления	σ_{10000}	$\sigma_{1/10000}$	температура испытания, °С
					МПа		
15X5M	Мартенситные	До 0,15C; 5,2Cu; 0,5Mo	600	650	100	40	540
40X10C2M	То же	0,4C; 10Cr; 2,2Si; 0,8Mo	650	850	100	40	550
15X11MФ	»	0,15C; 11Cr; 0,7Mo; 0,3V	550—580	750	200	90	550
11X11H2B2M0	»	0,11C; 11Cr; 1,7Ni; 1,8W; 0,4Mo; 0,25V	600	750	400	—	550
12X18H10T	Аустенитные стали	До 0,12C; 28Cr; 10Ni; 0,5Ti	600	850	80—100	30—40	660
45X14H14B2M		0,45C; 14Cr; 14Ni; 2,4W; 0,3Mo	650	850	130	40	650
10X11H20T3P	То же	До 0,10C; 11Cr; 20Ni; 2,6Ti; 0,02B	700	850	400	—	700
XH77TЮP	Никелевые сплавы	До 0,07C; 20Cr; 2,6Ti; 0,8Al; до 0,01B	750	1050	110—200	200	750
XH55BMTKЮ	То же	0,10C; 10Cr; 5Mo; 4,9W; 14Co; 4,5Al; 1,6Ti	950	1050	150	130	900
ЖС6К	»	0,17C; 11,5Cr; 4Mo; 5W; 5,5Al; 4,5Co; 2,7Ti; до 0,02B	1050	1050	100	—	950

Молибден является упрочнителем сталей, повышает пластичность стали при длительном нагреве и снижает ее склонность к тепловой хрупкости.

Ниобий содержится в сталях в пределах 0,1—1 %. Его вводят в высоколегированные стали для повышения их коррозионной стойкости.

Сера — вредная примесь, повышающая склонность стали к образованию горячих трещин. В сталях обыкновенного качества содержание серы ограничивают 0,055 %, в качественных сталях 0,035 %, в высококачественных 0,02—0,03 %.

Цирконий, лантан, неодим, церий — малые добавки этих редкоземельных элементов улучшают деформируемость в горячем состоянии нержавеющей и жаропрочных сталей, повышают их длительную прочность и сопротивление ползучести.

Свариваемость сталей. Сваркой называется технологический процесс создания неразъемного соединения путем расплавления кромок соединяемого изделия.

Процесс сварки сопровождается резким термическим воздействием источника теплоты на основной металл и нежелательными в большинстве случаев металлургическими процессами, происходящими при образовании металла шва,

В сварном соединении различают три зоны: металл шва, зону термического влияния и зону сплавления.

Металл шва образуется при совместной кристаллизации расплавленного основного металла (металла изделия) и присадочного металла. Процесс расплавления металла сопровождается выгоранием углерода, некоторых легирующих элементов и реакциями с кислородом, азотом и парами воды. В результате металл шва по составу может значительно отличаться от свариваемого и присадочного металлов. Для того чтобы предотвратить выгорание элементов и насыщение металла шва газами, применяют добавочное легирование металла шва, используя присадочный металл с повышенным содержанием легирующих элементов, а также защищают расплавленный металл различными методами. При ручной сварке на электродный стержень наносят покрытие сложного состава, которое, расплавляясь, образует шлак и надежно защищает расплавленный металл. При автоматической и электрошлаковой сварке используют флюсы, образующие шлаки и изолирующие металл шва от действия кислорода и азота, содержащихся в воздухе. Для этих же целей служит и газовая защита: аргон, гелий, углекислый газ при сварке в инертных газах и углекислоте. В последнее время в качестве защитной среды все более широко используется вакуум — при сварке электронным лучом, дугой и диффузионной сварке.

Углеродистые стали, содержащие менее 0,25 % углерода, отличаются хорошей свариваемостью. Отрицательное влияние на свариваемость таких сталей могут оказывать газы и неметаллические включения, содержащиеся в металле. Количество таких примесей в металле зависит от способа его производства. Сталь повышенного качества сваривается лучше, чем сталь обычного качества, сталь спокойная — лучше, чем кипящая.

В сталях с содержанием углерода 0,30 % и выше в процессе охлаждения металла в зоне термического влияния образуется твердая мартенситная или троитная структура, значительно более хрупкая, чем основной металл, что создает опасность крупного разрушения как в процессе изготовления изделия, так и при эксплуатации. С повышением содержания углерода увеличивается также опасность образования пор в металле шва.

Сварка высокоуглеродистых сталей. Склонность высокоуглеродистых сталей к закалке в процессе сварки значительно выше, чем среднеуглеродистых сталей. Поэтому при сварке таких сталей обязательны предварительный подогрев металла до 350—400 °С и последующий высокий отпуск.

Получение надежных сварных соединений из высокопрочных сталей затрудняется из-за опасности образования холодных трещин, а также повышенной чувствительности сварных соединений к концентраторам напряжений при статических и особенно при динамических нагрузках. Сварное соединение необходимо проектировать так, чтобы концентраторы напряжений отсутствовали: должны быть обеспечены плавные переходы от одного сечения к другому. Изделия из высокопрочных сталей рекомендуются изготавливать из металла вакуумного или электрошлакового переплава, содержащего минимальное количество газов и неметаллических включений и вследствие этого обладающего высокими пластическими свойствами.

Сварка низколегированных сталей осложняется образованием хрупких структурных составляющих в зоне сварного соединения, что может вызвать возникновение трещин. Для предотвращения образования трещин необходимо использовать сопутствующий сварке подогрев, а иногда и выдержку сварных соединений при определенной температуре после окончания сварки. Эксплуатационная надежность сварных конструкций из металла большой толщины может быть обеспечена последующим отпуском при температуре выше 70 °С.

Сварка сталей мартенситного, мартенситно-ферритного и ферритного классов (высокохромистых сталей). Свойства сварных соединений высокохромистых сталей могут быть удовлетворительными, если химический состав металла швов соответствует химическому составу свариваемого металла, а после сварки применяется высокий отпуск. При сварке с использованием подогрева и последующей термической обработки применяют присадочный металл из аустенитной или аустенитно-ферритной стали. Использование таких материалов не обеспечивает равнопрочности, но их коррозионная стой-

кость и жаростойкость мало отличаются от соответствующих свойств основного металла.

Сварка аустенитных сталей. Аустенитные стали имеют низкий коэффициент теплопроводности и высокий коэффициент линейного расширения, что приводит к перегреву металла в зоне сварки и возникновению значительных деформаций изделия. Основные трудности сварки рассматриваемых сталей и сплавов обусловлены высокой степенью легирования и разнообразием условий эксплуатации сварных конструкций. Основной особенностью сварки таких сталей является склонность к образованию в шве и околошовной зоне горячих трещин — микротрещин и трещин значительных размеров. Это связано с формированием при сварке крупнозернистой макроструктуры. Применение методов, способствующих измельчению кристаллов, повышает стойкость швов против образования горячих трещин. Эффективным средством является создание аустенитно-ферритной структуры металла шва путем дополнительного легирования хромом, кремнием, алюминием, молибденом и др. В сварных швах изделий, работающих как коррозионно-стойкие, при температуре до 400 °С допускается содержание феррита до 20—25 %. В изделиях из жаропрочных и жаростойких сталей, работающих при более высоких температурах, содержание феррита ограничивают 4—5 %.

К сварным соединениям жаропрочных сталей предъявляется требование сохранения в течение длительного времени высокой прочности при повышенных температурах. Значительные скорости охлаждения при сварке и диффузионные процессы, происходящие при повышенных температурах в процессе эксплуатации, приводят к сильному охрупчиванию металла и потере прочности при высоких температурах, результатом чего может быть образование трещин. Предотвращение возникновения трещин достигается аустенизацией при температуре 1050—1100 °С. В процессе аустенизации происходит также снятие остаточных напряжений.

Чугуны.

Чугун отличается от стали по составу более высоким содержанием углерода, по технологическим свойствам — лучшими литейными свойствами, малой способностью к пластической деформации (в обычных условиях не поддается ковке).

В зависимости от содержания углерода различают:

— белый чугун, в котором весь углерод находится в связанном состоянии в виде карбида;

— серый чугун, в котором углерод в значительной степени или полностью находится в свободном состоянии в форме пластинчатого графита;

— высокопрочный чугун, в котором углерод находится частично или полностью в свободном состоянии в форме шаровидного графита;

— ковкий чугун, получающийся в результате обжига отливок из белого чугуна.

В табл. П.11 приведены свойства серых чугунов различных марок. Условное обозначение марки серого чугуна включает буквы СЧ — серый чугун и цифровое обозначение величины минимального временного сопротивления при растяжении в МПа · 10⁻¹.

В опорах скольжения применяют следующие чугуны: серый литейный СЧ15, СЧ18, СЧ21 (ГОСТ 1412—85); антифрикционный легированный серый АЧс-1 АЧс-2, АЧс-3 (ГОСТ 1585—85); антифрикционный высокопрочный АЧВ-1, АЧВ-2 (ГОСТ 1585—85); антифрикционный ковкий АЧК-1, АЧК-2 (ГОСТ 1585—85).

Серый литейный чугун пригоден для опор, несущих умеренную нагрузку без ударов, работаю-

Т а б л и ц а П.11

Механические свойства серых чугунов

Марка чугуна	Временное сопротивление при растяжении σ_B , МПа (кгс/мм ²), не менее
СЧ10	100 (10)
СЧ15	150 (15)
СЧ18	180 (18)
СЧ20	200 (20)
СЧ21	210 (21)
СЧ24	240 (24)
СЧ25	250 (25)
СЧ30	300 (30)
СЧ35	350 (35)

Характеристики антифрикционных чугунов

Марка	Твердость НВ	Характеристика	$[p_m] \cdot 10^{-4}$, Па	$[v]$, м/с	$[p_m v] \cdot 10^4$, Па·м/с
АЧС-1	180—262	Серый чугун, легированный хромом; для работы с валом: с закаленным нормализованным	25 90	5 0,2	100 18
АЧС-2	130—229	Легирован хромом, никелем, титаном и медью; для работы с валом: закаленным нормализованным	1 90	3 0,2	3 18
АЧС-3	160—190	Легирован титаном и медью; для работы с незакаленным валом и термически обработанным валом	60	0,75	45
АЧС-4	180—229	Нормализованный чугун; для работы при повышенных скоростях	150	5	400
АЧС-5	140—180	Нормализованный чугун; для работы при особо высоких нагрузках	200	1	200
АЧС-6	100—120	Нормализованный чугун; для работы при температуре до 300 °С	90	4	90
АЧВ-1	210—260	Высокопрочный перлитный чугун с шаровидной формой графита; для работы с валом: закаленным нормализованным	10 200	8 1	80 200

щих в режиме полужидкостной смазки. Антифрикционные чугуны применяют для подшипников скольжения, работающих в значительно более широком диапазоне скоростей и удельных нагрузок. Характеристики различных марок антифрикционного чугуна и допустимый режим работы приведены в табл. П.12. Марку антифрикционного чугуна следует выбирать так, чтобы твердость вкладыша была ниже твердости стальной цапфы на НВ 20—40.

Цветные антифрикционные сплавы

Бронзы. Основные характеристики и физико-механические свойства антифрикционных бронз на медной основе приведены в табл. П.13. Химический состав бронзы можно определить по марке, буквы в которой указывают на компоненты, входящие в сплав, а цифры — на примерное содержание компонентов в процентах.

Значения букв: А — алюминий; Ж — железо; Мц — марганец; О — олово; С — свинец; Ф — фосфор; Ц — цинк.

Оловянные бронзы и оловянно-цинково-свинцовые бронзы (литейные) и бронзы безоловянные применяют для изготовления подшипников турбин, электродвигателей, центробежных насосов, компрессоров, работающих с постоянной нагрузкой.

Бронзу С30 применяют для подшипников двигателей внутреннего сгорания, поршневых компрессоров, насосов и других машин, работающих с переменной и ударной нагрузками.

Латуни. Латуни используют в качестве заменителей бронз для опор трения. Они имеют более высокие прочностные свойства, хорошо свариваются и легко обрабатываются режущим инструментом, но по антифрикционным свойствам

Таблица П.13

Характеристики антифрикционных бронз на медной основе

Параметр	Бр. 010Ф1	Бр. ОС8-12	Бр. О610-10	Бр. ОЦС6-6-6	Бр. 05Ц5С5	Бр. ОЦС4-4-17
Плотность, кг/м ³	8760	9100	9000	8820	8820	9000
Температура начала затвердевания, °С	934	940	1020	967	967	970
Предел прочности при растяжении, МПа	200—350	150—200	150—180	150—200	150—200	150—180
Относительное удлинение при растяжении, %	3—10	3—8	3	18—22 8—12 4—8	18—20 8—12 4—8	7,5—13
Предел прочности при сжатии, МПа	—	—	—	—	—	—
Предел текучести при растяжении, МПа	200	100—120	—	80—100	80—100	80—100
Твердость НВ	80—120	60—75	70—100	60—75	60	50—60
Температурный коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	17	17,1	—	17,1	17,1	17,5
Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^{-2}$, кДж/(м·с·°С)	3,43	—	4,15	9,35	9,35	—
Коэффициент трения при жидкостной смазке	0,008	0,005	0,007	0,009	0,009	0,010—0,015
Допустимый режим работы:						
$[p_m] \cdot 10^{-5}$, Па	150	70—100	75	50	80	100
$[v]$, м/с	10	—	15	3	3	4
$[p_m \cdot v] \cdot 10^{-5}$, Па·м/с	150	—	—	100	120	100

Параметр	Бр. 010Ц2	Бр. С30	Бр. Мц8-20	Бр. МцСН5-25-1,5	Бр. А9Ж3Л	Бр. АЖС7-1,5-1,5	Бр. АЖН11-6-6
Плотность, кг/м ³	8800	9400	8830	9090	7500	7500	—
Температура начала затвердевания, °С	980	980	885	924	1040	1060	—
Предел прочности при растяжении, МПа	200—250	60—90	170	160	300—500	300	600
Относительное удлинение при растяжении, %	2—10	4—5	12	8	10—20	18	2
Предел прочности при сжатии, МПа	—	170—200	—	—	740	—	—
Предел текучести при растяжении, МПа	180	38	100	90	350	—	—
Твердость НВ	80—90	25	52	52	120—140	—	250

Параметр	Бр. 010Ц2	Бр. С30	Бр. Мц8-20	Бр. МцСН5-25-1,5	Бр. А9Ж3Л	Бр. АЖС7-1,5-1,5	Бр. АЖН11-6-6
Температурный коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, $1/^\circ\text{C}$	18,3	18,4	18,5	18	16,2	—	—
Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^{-2}$, $\text{кДж}/(\text{м} \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C})$	5,5	14,2	2,3	32,2	5,85	—	—
Коэффициент трения при жидкостной смазке	0,006	0,004	0,013	0,019	0,004	—	—
Допустимый режим работы:							
$[\rho_m] \cdot 10^{-5}$, Па	—	250	150	—	150	250	—
$[v]$, м/с	—	12	7	—	4	8	—
$[\rho_m v] \cdot 10^{-5}$, Па·м/с	—	300	600	—	120	200	—

Таблица П.14
Физико-механические свойства латуней

Параметр	ЛК80-3Л	ЛКС80-3-3	ЛМцС58-2-2	ЛМцАЖ52-5-2-1	ЛМц58-2Л	ЛАЖ60-1-1Л	ЛМцЖ52-4-1
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	8300	8600	8500	7700	8500	8500	8500
Температура начала затвердевания, $^\circ\text{C}$	890	900	880	897	—	—	650—700
Предел прочности при растяжении, МПа	300	250—300	250—350	650	350	380—420	500
Относительное удлинение при растяжении, %, не менее	15	15	8—10	27	20	13—20	15
Предел прочности при сжатии, МПа	—	—	—	130	—	—	—
Предел текучести при растяжении, МПа	160	140	210	—	—	—	300
Твердость НВ	100—110	90—100	70—80	170	100	80—90	100—140
Температурный коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, $1/^\circ\text{C}$	17	17	—	—	—	—	22,7
Коэффициент теплопроводности $\sqrt{\lambda} \cdot 10^{-2}$, $\text{кДж}/(\text{м} \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C})$	4,18	4,1	4,6	—	—	—	7,5
Коэффициент трения:							
со смазкой	0,01	0,009	0,016	0,01	—	—	0,055
без смазки	0,19	0,150	0,240	0,24	—	—	0,320
Допустимый режим работы:							
$[\rho_m] \cdot 10^{-5}$, Па	—	120	106	—	—	—	40
$[v]$, м/с	—	2	1	—	—	—	2
$[\rho_m v] \cdot 10^{-5}$, Па·м/с	—	100	100	—	—	—	60

уступают бронзам. Поэтому латуни применяют для опор трения, работающих с малыми скоростями скольжения. Физико-механические свойства латуней приведены в табл. П.14. Буквы, входящие в обозначение марки латуни, имеют то же значение, что и в маркировке бронз, за исключением буквы Л (латунь) и К (кремний); двузначное число указывает примерное содержание меди в сплаве; цифры, следующие за ним, — процентное содержание компонентов в соответствии с последовательностью расположения букв, остальное (до 100 %) — содержание цинка.

Алюминиевые и цинковые сплавы. Физико-механические свойства антифрикционных алюминиевых и цинковых сплавов приведены в табл. П.15.

Сплав АСС6—5 содержит 5 % свинца, поэтому подшипники с рабочим слоем из этого сплава имеют высокие противозадирные свойства в широком интервале нагрузок и скоростей. Сплав применяют в виде тонкого слоя, нанесенного на стальную основу. По антифрикционным свойствам сплав АСС близок к баббиту Б83.

Сплав АСМ по работоспособности равноценен свинцовистой бронзе Бр.С30 и отличается от нее высокой коррозионной стойкостью в маслах и технологичностью.

Сплав АН—2,5 не получил широкого распространения из-за способности к задирам и схватыванию при недостаточной смазке трущейся пары.

Сплав АЖ6—5 применяют для изготовления вкладышей подшипников.

Сплав Алькусин Д обладает сравнительно высокой твердостью, но трудно обрабатывается. Его применяют для заливки стальных вкладышей подшипников и изготовления втулок. Он не прилуживается к поверхности вкладыша подшипника и для его крепления требуется выполнять в теле вкладыша выточки в виде канавок.

Алюминиево-оловянистые антифрикционные сплавы близки по свойствам к баббитам. Наряду с хорошими антифрикционными свойствами они обладают повышенной усталостной прочностью, высокими теплопроводностью, теплоем-

Т а б л и ц а П.15
Физико-механические свойства алюминиевых и цинковых сплавов

Параметр	АСС6-5	АСМ	АН-2,5	АЖ6-5	Алькусин Д	ЦАМ 10-5	ЦАМ9-1,5
Плотность, кг/м ³	2900	—	2800	2800	2860	6300	6200
Предел пропорциональности при сжатии, МПа	—	577	60	—	—	350	—
Предел прочности при сжатии, МПа	307	97	485	329	500	700	—
Твердость НВ	31,4	28,6	35	37	70	95—100	95
Температурный коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	23,9	—	25,6	22	—	27	29,8
Коэффициент теплопроводности, кДж/(м·с·°С)	—	—	0,132	—	0,21	0,1	0,1
Коэффициент трения: при жидкостной смазке без смазки	0,007	0,008	0,008	0,008	0,005	0,009 0,35	0,009 —
Допустимый режим работы:							
$[p_m] \cdot 10^{-5}$, Па	350	150	250	—	100	200	100
$[v]$, м/с	5	8	15	—	5	7	—
$[p_m v] \cdot 10^{-6}$, Па·м/с	500	50	1000	—	150	100	—

П р и м е ч а н и е. Модуль упругости алюминиевых сплавов $E = 7,21 \cdot 10^4$ МН/м².

Т а б л и ц а П.16
Физико-механические свойства баббитов

Параметр	БК2	БКА	Б88	Б83	Б16	БС6	Б11	БТ
Плотность, кг/м ³	10 500	—	7 300	7 380	9290	9600	9500	—
Предел пропорциональности при сжатии, МПа	60	—	83	70	47	40	66	54
Предел текучести при сжатии, МПа	118	82	82	83	86	83	72	62
Предел прочности при сжатии, МПа	160	123	114	115	123	136	127	126
Модуль нормальной упругости, МПа	22 000	—	57 000	48 000	—	—	—	—
Твердость НВ при °С:								
20	32	19,7	24,3	30,0	30,0	32,0	29,0	—
50	28	15,6	18,2	22,8	22,4	—	—	22,4
75	—	12,2	14,8	18,5	21,2	18,3	16,4	—
100	19	11,7	10,3	14,5	15,0	14,0	13,0	—
150	—	—	6,4	8,2	8,1	—	—	—
Температурный коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	36	—	23,2	23	24	28	—	—
Коэффициент теплопроводности, кДж/(м·с·°С)	0,0209	—	0,0384	0,0335	0,0251	0,0251	0,0209	—
Коэффициент трения в паре с осевой сталью:								
при жидкостной смазке	0,004	—	—	0,005	0,006	0,005	0,006	0,009
без смазки	0,440	—	—	0,280	0,250	—	0,270	0,380
Износ баббита при трении в паре с осевой сталью, мг/(см ² ·км):								
при жидкостной смазке	—	—	—	0,100	0,220	0,230	0,150	0,320
без смазки	—	—	—	12	15	—	15	28,2
Допустимый режим работы:								
$[p_m] \cdot 10^{-5}$, Па	150	—	150— 200	100— 150	100	50	75— 100	—
$[v]$, м/с	15	—	50	50	30	6	30	—
$[p_m v] \cdot 10^{-5}$, Па·м/с	60	—	750	500— 750	30	40	200— 300	—

костью и стойкостью в масляных средах. Наличие олова в виде мягкой структурной составляющей придает сплаву высокие антифрикционные и прочностные свойства. При граничном трении на сопряженную шейку вала переносится защитная пленка олова, которая предохраняет вал от повреждения и значительного изнашивания.

Конструкционная прочность подшипника из алюминий-оловянистых сплавов обеспечивается применением стальной основы.

Баббиты. Мягкие антифрикционные сплавы на оловянной или свинцовой основе называют баббитами.

В табл. П.16 приведены физико-механические свойства баббитов.

Преимуществом оловянистых баббитов Б88 и Б83 перед свинцовистыми является более низкий температурный коэффициент линейного расширения и более высокие теплопроводность и коррозионная стойкость. Их применяют при ударных нагрузках на подшипник.

Баббит Б16 можно использовать при спокойных нагрузках, не превышающих $60 \cdot 10^6$ Па·м/с. Рекомендуется применять его в подшипниках, если температура в процессе эксплуатации не превышает 110°C ; при более высоких температурах его твердость оказывается недостаточной.

Баббит БН обладает высокими антифрикционными свойствами, незначительно уступая баббиту Б83. Он является заменителем Б83 при спокойной удельной нагрузке менее $60 \cdot 10^6$ Па и скорости скольжения более 3 м/с и заменителем Б16 во всех случаях. Этот баббит выдерживает более высокие температуры нагрева, чем Б83 и Б16, и обладает большой прочностью.

Баббит БС6 — сурьмянистый, наиболее дешевый. Его не рекомендуется применять при больших и средних нагрузках и температуре выше 60°C .

Нормальную рабочую температуру для каждой марки баббита рекомендуется принимать равной 60 % той, при которой его твердость составляет НВ 12.

Срок службы подшипников зависит от толщины слоя баббита, залитого на основание. Для подшипников из оловянистых баббитов уменьшение толщины слоя от 0,75 до 0,075 мм увеличивает срок службы подшипника в 4—6 раз.

Предел текучести при растяжении и сжатии оловянистых баббитов с увеличением рабочей температуры снижается.

Порошковые материалы

Из антифрикционных материалов на основе углерода изготовляют детали узлов машин, приборов и агрегатов, работающих без смазки, а также втулки подшипников, поршневые кольца, кольца торцовых и секционных уплотнений, направляющие и т. д.

Углеродные и графитопорошковые материалы. Различают следующие типы антифрикционных материалов на основе углерода: углеродные — обожженные и графитированные (без пропитки и пропитанные металлами), графитопорошковые, графитопластовые.

Антифрикционные материалы (обожженные и графитированные) обладают низкой ударной вязкостью и до разрушения деформируются упруго. Деформация их до разрушения при сжатии (20°C) составляет 1—2 %.

Пористость антифрикционных углеродных материалов, не пропитанных металлами, составляет 12—20 %; средний размер пор 1—5 мкм.

Обожженные антифрикционные материалы обладают повышенной твердостью и прочностью, но меньшей теплопроводностью, чем графитированные. Температурный коэффициент линейного расширения их ниже, чем у металлов. Коэффициент трения 0,05—0,10 (табл. П.17, П.18).

Графитопорошковые антифрикционные материалы деформируются упруго-пластически. Они менее прочные по сравнению с углеродными, но более плотные и непроницаемые по отношению к жидкостям и газам. Допустимая рабочая температура графитопорошковых материалов определяется свойствами фторопласта и находится в пределах 180 — 200°C .

Допустимая рабочая температура для углеродных антифрикционных материалов составляет при трении на воздухе и в других газовых средах, содержащих кислород, 400°C для обожженных и 450°C для графитированных; в восстанови-

Механические свойства антифрикционных углеродных материалов

Параметр	АО-1500	АО-600	АГ-1500	АГ-600	АО-1500-С05	АО-1500-Б83
Предел прочности $\sigma_n \cdot 10^{-6}$, Па: при сжатии на кубиках по ТУ, не менее статистические данные на цилиндрах	700	600	600	500	1000	1100
	1300	1100	850	700	2000	2200
	1500—1800	1100—1500	800—1000	600—800	2600—2800	2500—2700
при изгибе	600—800	500—700	400—500	350—400	1000—1200	900—1000
Модуль упругости при сжатии $\sigma_n \cdot 10^{-10}$, Па	1,60	1,40	1,30	1,00	1,70	1,70
Твердость по Шору	60—65	55—60	45—50	43—45	70—75	70—75

Параметр	АГ-1500-С05	АГ-1500-Б83	АГ-1500-Бр.С30	ЭГО-Б83	АГФ	АФГМ
Предел прочности $\sigma_n \cdot 10^{-5}$, Па: при сжатии на кубиках по ТУ, не менее статистические данные на цилиндрах	800	800	1100	700	—	—
	1300	1350	1350	950	—	—
	1500—1600	1400—1500	1500—1600	800—900	300—550	250—300
при изгибе	600—750	500—600	600—700	220—260	160—260	150—160
Модуль упругости при сжатии $\sigma_n \cdot 10^{-10}$, Па	1,35	1,35	1,32	0,6	0,06—0,08	0,05—0,07
Твердость по Шору	65—70	70—72	70—75	42—45	38—40	10—35

тельных и нейтральных газовых средах 1500 °С для обожженных и 2500 °С для графитированных.

Допустимая рабочая температура для антифрикционных материалов, пропитанных металлами, определяется температурой плавления металла.

Антифрикционные материалы на основе углерода работоспособны как в газовых (трение без смазки), так и в жидких средах. В процессе трения без смазки этих материалов по металлам на поверхностях пары трения образуется ориентированная пленка кристаллов графита, обеспечивающая необходимый коэффициент трения и минимальный износ. По мере изнашивания графитовая пленка на поверхностях трения восстанавливается за счет износа антифрикционного материала. При отсутствии такой пленки износ материала может быть большим,

Теплофизические свойства антифрикционных материалов

Параметр	АО-1500	АО-600	АГ-1500	АГ-600	АО-1500-С05	АО-1500-Б83
Плотность, г/см ³ : по ТУ, не менее статистическая	1,60 1,65— 1,70	1,50 1,60— 1,65	1,70 1,70— 1,80	1,65 1,65— 1,75	2,50 2,70— 3,0	2,20 2,60— 2,90
Коэффициент теплопро- водности при 20°С, кДж/(м·с·°С)	0,02320	0,02320	0,05800	0,05800	0,10400	0,10400
Температурный коэффи- циент линейного рас- ширения при 20— 100°С $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	5,0	5,0	5,0	5,0	6,5—8,5	6,5
Допустимая рабочая тем- пература в газовой сре- де, °С: окислительной восстановительной и нейтральной	350—400 1300— 1500	100—350 1300— 1400	400—450 2300— 2500	400—450 2300— 2500	300 300	230 230
Параметр	АГ-1500-С05	АГ-1500-Б83	АГ-1500-Бр.С30	ЭГО-Б83	АГФ	АФМ
Плотность, г/см ³ : по ТУ, не менее статистическая	2,30 2,50— 3,10	2,00 2,40— 2,80	2,30 2,30— 2,50	2,80 2,80— 3,20	— 1,90— 1,98	2,15 2,25— 2,30
Коэффициент теплопро- водности при 20°С, кДж/(м·с·°С)	0,20800	0,20800	0,20300	0,20800	0,01160	0,00145
Температурный коэффи- циент линейного рас- ширения при 20— 100°С $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	6,5—8,5	6,5	6,0	5,7	17—22	50—70
Допустимая рабочая тем- пература в газовой среде, °С: окислительной восстановительной и нейтральной	300 300	230 230	400—450 900	230 230	200 200	180 200

Предельно допустимые значения давления и скорости для антифрикционных материалов

Материал	Рекомендуемый материал контртела	$[p_m] \cdot 10^{-5}$, Па	$[v]$, м/с
АО-1500	Перлитный чугун, хромовое покрытие	15—20	10
АО-600		10—15	
АГ-1500	Стали всех марок и твердостей, хромовое покрытие	10—12	30
АГ-600			20
АО-1500-С05	Чугун, сталь, хромовое покрытие	25—35	15
АО-1500-Б83		35—40	10
АГ-1500-С05	Сталь, хромовое покрытие	20—25	25
АГ-1500-Б83		15—20	20
АГ-1500-Бр.С30			
АГФ	Чугун, сталь, хромовое покрытие	10—15	5
АФГМ *			

* При работе в среде осушенных нейтральных газов, содержащих не более 4 г/м³ влаги.

а коэффициент трения достигать значений 0,2—0,3. Поэтому перед эксплуатацией материал прирабатывают.

Большое влияние на характеристики трения и износ антифрикционных материалов на основе углерода оказывает металл контртела. В табл. П.19 приведены предельно допустимые значения давления и скорости для различных марок антифрикционных материалов при работе в условиях трения на воздухе при комнатной температуре.

Углеродные антифрикционные материалы химически стойки во многих агрессивных газовых и жидких средах, почти во всех кислотах (до температуры кипения кислоты), в растворах солей, во всех органических растворителях и ограниченно стойки в концентрированных растворах едких щелочей. Их антифрикционные характеристики значительно изменяются в зависимости от условий эксплуатации: давления, скорости скольжения, температуры, состава рабочей среды и материала контртела. При эксплуатации таких материалов рекомендуется применять более низкие давления, чем предельно допустимые; в этом случае износ значительно снижается.

Детали из антифрикционных материалов необходимо изготавливать без резких переходов сечений и без концентраторов напряжений (пазов, отверстий и резьб) ввиду их хрупкости. Детали должны работать только в условиях сжимающих или изгибающих нагрузок. При выборе посадок и зазоров следует учитывать различие в термических коэффициентах линейного расширения углеродных материалов и материалов контртела. При высоких скоростях скольжения необходимо обеспечивать интенсивный отвод тепла трения. Следует избегать механической запрессовки углеродных втулок подшипника, предпочитая горячую посадку втулки в металлическую обойму. Детали из антифрикционных материалов рекомендуется изготавливать с такими же допусками, как и детали из металлов.

Перед эксплуатацией пары трения следует прирабатывать при пониженных скоростях и давлениях или кратковременных запусках на рабочем режиме с длительными перерывами для охлаждения.

Материалы марок АО и АГ выпускают в виде заготовок диаметром 57, 120, 140, 185 и 210 мм и высотой 150 ± 20 мм, диаметром 230 мм и высотой 50 мм.

Материалы марки ЭГО—Б83 выпускают в виде колец следующих размеров, мм:

Диаметр:

наружный	146	160	320	322	408	419	428	448
внутренний	85	100	200	266	345	350	365	360
Высота	35	25	36	30	35	40	30	44

Графитофторопластовые материалы марок АГФ и АФГМ выпускают в виде втулок высотой 50—170 мм и колец следующих диаметров, мм: 62/27, 85/35, 102/58, 110/65, 160/105, 165/110, 195/150, 240/190, 245/175, 275/220, 290/240, 305/220, 360/320, 420/335.

Графитопластовый материал марок АМС-1, АМС-2 и АМС-3 предназначен для изготовления узлов трения, работающих длительное время при температурах до 180—200 °С, а при кратковременной работе (до 100 ч) до 300—320 °С. Эти материалы применяют в паре с деталями из чугуна и сталей различных марок.

Материалы группы АМС являются пластмассами с углеродным наполнителем и сухими смазками. Связующими в них служат элементоорганические терморезистивные смолы. Материалы марок АМС-1, АМС-2 и АМС-3 выпускают в виде цилиндрических заготовок диаметром 180—250 мм. Физико-механические свойства графитопластового материала приведены в табл. П.20.

Металлокерамические антифрикционные материалы. Изготавливают из порошков металла или их смесей с неметаллами путем прессования и спекания в защитной среде с последующей пропиткой их в масле.

Одно из основных преимуществ пористых металлокерамических вкладышей подшипников — наличие опор, способствующих образованию устойчивой масляной пленки. Благодаря предварительной пропитке маслом втулки или вкладыша нагретое масло заполняет большое число капилляров, в результате на трущихся поверхностях создается смазочная пленка. При местных нагревах вкладышей подшипников увеличивается подача масла к месту разогрева за счет капиллярных сил и выдавливания смазки из пор из-за различных значений температурного коэффициента объемного расширения металла и смазки. Металлокерамические вкладыши имеют пористость 15—35 % в зависимости от степени измельченности исходных порошков и технологического процесса изготовления. С повышением пористости их механическая прочность снижается.

Таблица П.20

Физико-механические свойства графитопластовых материалов

Параметр	АМС-1	АМС-2	АМС-3
Плотность, г/см ³	1,73—1,78	1,77—1,84	1,78—1,88
Предел прочности $\sigma \cdot 10^{-5}$, Па:			
при сжатии:			
20 °С	160—200	90—110	90—110
200 °С	300—400	260—320	260—320
при изгибе	500—650	250—350	250—350
Температурный коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^5$, 1/°С	4—5	4—5	4—5
Коэффициент теплопроводности, кДж/(с·м·°С)	0,00348—0,00567	0,0116—0,0174	0,0116—0,0197
Коэффициент трения на воздухе при нагрузке 7 МПа	0,07—0,08	0,09—0,10	0,10—0,13

Физико-механические свойства металлокерамических материалов

Марка	ρ , кг/м ³	ИВ	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{в, сж}}$	$\sigma_{\text{в, и}}$	Ударная вязкость	Коэффициент трения при жидкостной смазке	Давление, $P_{\text{т}} \cdot 10^{-6}$, Па	Скорость, м/с
			МПа, не менее						
ЖГр1-20пф	6100—6200	80—100	170	450	200	0,4	0,06	36	—
ЖГр2-20пф	5950—6100	65—80	150	400	200	0,3	0,07	36	—
ЖГр3-20п	5750—5850	55—70	130	350	180	0,2	0,04	40	3
ЖГр292,5-20п	6000—6100	120—150	270	—	330	0,05	0,05	—	—
Ж-20С	6200—6300	50—70	140	—	180	—	0,04	—	—
ЖГрГЦ4-20п	5400—5800	90—120	200	800	—	0,4	0,02	100	2
ЖГр3ЦС4-20п	5600—5800	60—100	130	800	—	0,2	0,001—0,0075	100	4,5
ЖГрМ63-20п	6200—6300	90—120	300	900	—	0,5	—	500	4,5

Для повышения прочностных и антифрикционных свойств металлокерамических деталей применяют химико-термическую обработку.

Физико-механические свойства металлокерамических материалов, применяемых для опор трения, приведены в табл. П.21.

Древесно-слоистые и синтетические материалы

Для узлов трения, смазывающихся водой, применяют подшипники из древесины (бук, граб, самшит и др.), пропитанной под давлением пластическими смолами. Вкладыши изготавливают методом горячего прессования. Их используют в узлах трения, несущих умеренную постоянную или переменную нагрузку при небольших скоростях скольжения; максимальная удельная нагрузка до $100 \cdot 10^6$ Па, скорость скольжения 1 м/с.

Для изготовления вкладышей подшипников применяют синтетические терморезистивные и термоластичные материалы. К первым относятся пластмассы на основе фенолоформальдегидной смолы (карболит, бакелит, текстолит и др.), ко вторым — полиамиды, полиэферы и др.

Из терморезистивных пластмасс для подшипников скольжения используют текстолит марок ПТК, ПТ и текстолитовую крошку. Основным недостатком текстолитовых подшипников — плохой теплоотвод из-за низкого коэффициента теплопередачи.

Текстолитовую крошку применяют для изготовления вкладышей тяжелонагруженных подшипников. Цельнопрессованным вкладышам присущи те же недостатки, что и наборным из текстолита. Значительно лучше работают подшипники с металлическими вкладышами, облицованными текстолитовой крошкой. При смазке водой они допускают удельную нагрузку до $250 \cdot 10^6$ Па при скорости скольжения 1 м/с и до $90 \cdot 10^6$ Па при $v = 4$ м/с. Присадка фторопласта-4 позволяет повысить удельную нагрузку до $330 \cdot 10^6$ Па при $v = 1$ м/с и до $150 \cdot 10^6$ Па при $v = 4$ м/с и значительно снизить коэффициент трения.

Детали подшипников скольжения изготавливают из полиамидных смол марок 68, 54, 548, АК-7 и капрона. Основные физико-механические показатели пластмасс из полиамидных смол приведены в табл. П.22.

Смола 68 отличается хорошими антифрикционными свойствами, износостойкостью, хорошим сцеплением с металлами. Детали можно сваривать при обычном нагреве или токами высокой частоты. Они хорошо склеиваются эпоксидными смолами, стойки в минеральных маслах и щелочах при температуре до 100°C . Анти-

фрикционные свойства и прочность смолы 68 можно повысить присадками талька (П68Г5, П68Г10). Подшипники из этих смол с присадками обладают свойствами самосмазываемости. Их можно устанавливать в местах, труднодоступных для подачи смазки.

Смола АК-7 по механической прочности стоит выше смолы 68, но уступает ей по антифрикционным свойствам. Смолы 54 и 548 отличаются морозостойкостью соответственно до -40 и до -55°C , но по прочности и антифрикционным свойствам эти смолы существенно уступают предыдущим.

Основные недостатки пластичных материалов из полиамидных смол — водопоглощение, достигающее 2 % за сутки, большое относительное удлинение при растяжении, нестабильность размеров, низкий коэффициент теплопроводности. Теплоотвод из рабочей зоны цельнолитого или прессованного вкладыша затруднен, что может вызвать перегрев и разрушение пластмассы.

Пластики на основе политетрафторэтилена (тефлон, фторопласт) отличаются низким коэффициентом трения при работе без смазки, высокой износостойкостью, стойкостью в воде, нефтепродуктах, кислотах и щелочах, стабильностью в широком температурном диапазоне (от -200 до 300°C). Однако механическая прочность фторопластов невелика, поэтому применение их в чистом виде ограничено. В подшипниках скольжения фторопласт наносят тонким слоем на рабочую поверхность вкладыша или пропитывают им пористые металлокерамические и графитовые втулки. Реже он используется как наполнитель для волокнистых пластмасс.

Подшипники с фторопластом особенно ценны для тех узлов трения, где смазка затруднена или недопустима по технологическим условиям. Коэффициент трения без смазки $f = 0,04 \div 0,06$; для чистого тефлона или фторопласта $[p_m v] = 0,35 \cdot 10^5$ Па·м/с, для пористых вкладышей, пропитанных фторопластом, в 10 раз выше (до $3,5 \cdot 10^5$ Па·м/с). Хорошие показатели имеют трехслойные подшипники с основой из стали, вкладышем из пористой бронзы, пропитанной фторопластом, и рабочим слоем толщиной 20—40 мкм из тефлона со свинцом; для них значение $[p_m v]$ достигает $10,5 \cdot 10^5$ Па·м/с. Наибольшая температура для подшипников с фторопластом при продолжительной работе — до 250°C , при работе с перерывами — до 300°C .

Т а б л и ц а П.22

Физико-механические свойства пластмасс из полиамидных смол

Параметр	Тек- столят	Полиамиды				
		68	АК-7	54	548	Кап- рон Б
Плотность, кг/м ³	1300— 1400	1100	1400	1120	1120	1130
Твердость НВ	33—35	14—15	15—18	—	—	10—12
Рабочая температура, $^{\circ}\text{C}$, не выше	80	110	110	65	55	90— 110
Коэффициент трения при рабо- те со сталью без смазки ($p_m \cdot 10^{-5}$ Па, $v \leq 1$ м/с)	0,12— 0,2	0,1—0,2		0,15—0,25		
Допустимый режим работы: при смазке водой:						
$[p_m] \cdot 10^{-5}$, Па	350	—	—	—	—	—
$[v]$, м/с	6	—	—	—	—	—
$[p_m v] \cdot 10^{-5}$, (Па·м)/с	250	—	—	—	—	—
при смазке маслом:						
$[p_m] \cdot 10^{-5}$, Па	150	100—150	150—200	—	—	120
$[v]$, м/с	8	4	4	—	—	5
$[p_m v] \cdot 10^{-5}$, Па·м/с	250	150	200	—	—	200

Основные характеристики синтетических антифрикционных материалов, работающих без смазки

Материал	$[P_m]$, МПа	$[\nu]$, м/с	$[P_m \nu] \cdot 10^{-8}$, (МПа·м)/с	t^* , °C
Полиформальдегиды	4,2	1	0,33	110
Найлон	4,2	1	0,33	82
Найлон с наполнителем	11,2	1	0,66	93—166
Металл, облицованный найлоном	4,2	1	0,33	121
Политетрафторэтилен	2,8	2	0,165	260
Политетрафторэтилен с наполнителем	4,9	5	0,66—8,35	204—260
Металл, облицованный политетрафторэтиленом с наполнителем	11,2	5	13	260
Армированные фенопласты	21,0	1	1,3	82—177

* Максимальная при продолжительной эксплуатации.

В табл. П.23 приведены основные характеристики синтетических антифрикционных материалов, работающих без смазки. Характеристики этих материалов, используемых при наличии смазки, приведены в табл. П.24.

Резины

Резины широко применяются для облицовки вкладышей подшипников. Опоры с резиновыми вкладышами устойчивы к истирающему действию взвешенных в воде твердых частиц. Если эти частицы попадают между металлическим валом и резиновым подшипником, то вал вдавливает их в эластичный материал подшипника, а затем перекачивает в направлении своего вращения до ближайшей смазочной канавки, из которой они вымываются водой. Благодаря тому что вал не перемещает твердые частицы за собой, а перекачивает их, он изнашивается незначительно. При этом шейка вала приобретает хорошо отполированную поверхность, что способствует уменьшению износа резиновых подшипников. Благодаря упругим свойствам резины такие опоры малочувствительны к перекосам и колебаниям вала, могут работать в загрязненной воде. Однако в случае прекращения подачи воды происходит прихватывание вала.

Резиновые подшипники на водяной смазке имеют такой же коэффициент трения, как хорошо отработанные металлические подшипники на масляной смазке (0,01—0,005). С увеличением окружной скорости и удель-

Таблица П.24

Основные характеристики синтетических антифрикционных материалов, работающих со смазкой

Материал	$[P_m]$, МПа	$[\nu]$, м/с	t_{max} , °C
Полиформальдегиды	13,5	5	82
Найлон	7	5	93
Поликарбонатные смолы	7	5	104
Политетрафторэтилен	3,5	0,5	260
Армированный политетрафторэтилен	17,5	5	260
Фенопласты	42	12,5	93,3

Физико-механические свойства резины

Параметр	Резина для подшипников гребных валов водяных насосов и др.
Предел прочности при растяжении, Па, не менее	$160 \cdot 10^6$
Относительное удлинение при растяжении в момент разрыва, %, не менее	400
Остаточное удлинение после разрыва, %, не более	35
Показатель истирания, $\text{см}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, не более	400

ной нагрузки коэффициент трения уменьшается. При этом подшипники, облицованные мягкой резиной, имеют меньшие значения коэффициента трения, чем подшипники, облицованные твердой резиной.

Значительное влияние на коэффициент трения резиновых подшипников оказывает их температура. С увеличением температуры подшипников коэффициент трения увеличивается. Поскольку теплопроводность резины низкая, необходимо обеспечивать в подшипниках непрерывную подачу воды под давлением $(0,5 - 2,5) \cdot 10^6$ Па. Прекращение подачи воды ведет к трению без смазки и выходу резинового подшипника из строя.

Допустимые нагрузки на резиновые подшипники изменяются в широких пределах и зависят от частоты вращения вала и наличия смазки. Как правило, окружная скорость, при которой слой водяной смазки не теряет несущей способности, не должна быть меньше 0,5 м/с. При такой скорости удельная нагрузка на резиновый подшипник не должна превышать $3,5 \cdot 10^5$ Па. В случае меньшей окружной скорости водяная смазка должна осуществляться под давлением. Физико-механические свойства резины приведены в табл. П.25.

При проектировании опоры скольжения с резиновым подшипником необходимо учитывать, что валы из углеродистой стали подвергаются интенсивной коррозии, если в составе резины имеются органические соединения серы. Изъеденная коррозией шейка вала, в свою очередь, разрушает резиновую поверхность вкладыша и приводит подшипник в негодность. Для предохранения от коррозии шейку вала покрывают слоем хрома толщиной 0,08—0,1 мм с последующей шлифовкой либо облицовывают рубашками из коррозионно-стойкой стали, латуни и т. д.

В резине под действием кислорода воздуха (озона), теплоты и солнечного света происходят структурные изменения, т. е. процесс старения. Она становится хрупкой. Ее поверхность твердеет и покрывается трещинами.

Прокладочные материалы

Для герметизации разъемных соединений между фланцами применяют прокладки из мягкого и эластичного материала. При затягивании болтов прокладки деформируются и создается прочноплотное соединение. Прокладки должны обладать достаточной упругостью для восприятия внутреннего давления и температурного воздействия среды.

Фланцы разъемных соединений должны прилегать один к другому так, чтобы прокладка деформировалась равномерно, а при создании гидравлического давления в сосуде или трубопроводе не появлялись пропуски и течи.

В затянутом состоянии фланцы и болты не должны испытывать остаточных деформаций. Прокладки должны быть достаточно упругими, чтобы воспринимать внутреннее давление и температурные удлинения трубопроводов. Кроме того, они должны сохранять свои физико-механические свойства под действием агрессивной среды.

Материалы прокладок в зависимости от параметров среды и типов уплотнительной поверхности фланцев

Материал	Предельная температура, °С	Пределы рабочего давления, МПа, при уплотнительной поверхности фланцев			Среда
		гладкой	выступ-впадина	шип-паз	
Резина техническая кислотощелочестойкая (ТМКЩ)	От -30 до 50	1	—	—	Вода, воздух, нейтральные растворы солей, растворы серной (до 65 %) и соляной (10—32 %) кислот
Резина техническая маслобензостойкая (ПМБ)	От -30 до 50	1	—	—	Тяжелые нефтепродукты, керосин, масла, бутиловый спирт
Резина техническая термостойкая (Т)	От -30 до 140	1	—	—	Вода, пар, конденсат
Резина пищевая	От -30 до 100	1	—	—	Воздух, вода
Паронит общего назначения (ПОН)	<250	2,5	6,4	—	Вода
	<450	2,5	6,4	—	Водяной пар, сухие нейтральные газы
Картон прокладочный пропитанный марки А	От 0 до 40	1	—	—	Вода
Картон асбестовый	От -15 до 450	0,15	—	—	Углеводороды жидкие и газообразные, масла, смолы, мазут и др.
Алюминий отожженный марки АМЦ	От -196 до 250	1,6	4	Вакуум	Углеводороды жидкие и газообразные, масла, смолы, мазут
Медь листовая марки М2	От -196 до 250	2,5	10	20	Вода перегретая, водяной пар, жидкие и газообразные нефтепродукты
Асбомедь (гофрированная)	От -15 до 350	2,5	4	—	Углеводороды жидкие и газообразные, бензин, мазут, смазочные масла, синтетические смолы, водяной пар и газы (нейтральные)
Асбоалюминий (гофрированный)	От -100 до 300	2,5	4	—	То же
Асбест: гофрированный сердечник в оболочке, из низкоуглеродистой стали	От -100 до 450	2,5	4	—	»
То же из стали 12Х18Н10Т	От -100 до 475	2,5	4	—	»
Низколегированная сталь	От -40 до 550	—	—	10	»

Материал	Предельная температура, °С	Пределы рабочего давления, МПа, при уплотнительной поверхности фланцев			Среда
		гладкой	выступ—впадина	шип—паз	
Сталь 12X18H10T (прокладки овалыные)	От —196 до 700	—	—	10	Углеводороды жидкие и газообразные, бензин, мазут, смазочные масла, синтетические смолы, водяной пар и газы нейтральные
Сталь 0,5; 0,8 (прокладки линзовые)	От —40 до 550	—	—	40	То же

Таблица П.27а
Сальниковые набивки

Тип набивки	Характеристика материала	Применение
Мягкая *	Из хлопковой или льняной пряжи, из асбестовой пряжи с хлопковым волокном или резиной в виде сплетенных или скрученных (скатанных) шнуров	Для сальниковых уплотнений вращающихся валов и штоков с возвратно-поступательными движениями
Полуметаллическая	Из прорезиненной или асбесто-волоочной ткани со вставкой по внутреннему периметру мягкого антифрикционного материала либо полого кольца (из сплава олова и свинца, меди, монель-металла) круглого или квадратного сечения. Кольцо заполнено упругим и мягким материалом (асбестовым волокном с графитом, тальком и вазелином), который при подтягивании сальника выдавливается через отверстия, имеющиеся на внутренней окружности кольца. Набивка более износостойкая, чем мягкая	В случаях, когда нужно обеспечить продолжительную работу механизма при высоких температурах и давлениях, а также при больших скоростях уплотняемой детали (в сальниковых уплотнениях главных судовых паровых машин, поршневых паровых насосов, вращающихся валов и т. п.)
Жесткие	Угольные разрезные кольца квадратного сечения, изготавливаемые из смеси пекового кокса, графита, каменноугольного пека и битума. Каждое кольцо состоит из трех частей. В сальниках они удерживаются на валу спиральными кольцевыми пружинками из нержавеющей стали. Не требуют смазки при работе, обладают большой жаростойкостью	Для уплотнений многооборотных валов турбин и турбомеханизмов при давлении пара до 65 МПа и температуре до 500 °С, особенно когда присутствие смазки недопустимо

Тип набивки	Характеристика материала	Применение
Жесткие	Углеродистометаллические разрезные кольца квадратного, прямоугольного или трапециевидного сечения. Каждое кольцо состоит из трех частей. В сальниках они удерживаются спиральными кольцевыми пружинами или специальными разрезными уплотнительными кольцами из чугуна	Для уплотнений многооборотных валов турбин и турбомеханизмов при давлении пара до 65 МПа и температуре до 500°С, особенно когда присутствие смазки недопустимо

* Набивка насквозь плетеная, представляющая собой несколько крученых жгутов, переплетенных между собой; сравнительно жесткая и износостойкая.

Таблица П.27б

Условия применения мягких сальниковых набивок и их заменителей

Среда	Предельное давление, МПа	Предельная температура, °С	Марка набивки
Вода питьевая	10	100	ХБС (хлопчатобумажная сухая)
Вода пресная техническая	1	130	ТС (тальковая сухая)
	4,5	400	АС (асбестовая сухая)
	10	400	ПА (прорезиненная асбестовая)
	16	100	ПС (пеньковая сухая)
	20	100	ХБП (хлопчатобумажная пропитанная)
	20 30	300 450	МА (манжеты асбестовые) АПС (асбестовая прорезиненная сухая)
Вода соленая	16	100	ПП (пеньковая пропитанная)
Слабокислотные растворы	1	130	ТС (тальковая сухая)
	4,5	300	АП (асбестовая пропитанная)
	30	450	АПС (асбестовая прорезиненная сухая)
Слабощелочные растворы	4,5	400	АС (асбестовая сухая)
	16	100	ПП (пеньковая пропитанная)
	30	450	АПС (асбестовая прорезиненная)

Среда	Предельное давление, МПа	Предельная температура, °С	Марка набивки
Топливо: нефтяное тя- желое	3	300	АМБ (асбестовая маслобензон-стойкая)
	16	100	ПА (прорезиненная асбестовая)
	20	100	ХБП (хлопчатобумажная пропитанная)
	20	300	МА (манжеты асбестовые)
нефтяное лег- кое	30	450	АПС (асбестовая сухая)
	40	100	МХП (манжеты хлопчатобумажные)
	90	200	АПРПП (асбестопроволочная прорезиненная пропитанная)
	90	450	АПРПС (асбестопроволочная прорезиненная сухая)
Масла минераль- ные	3	300	АМБ (асбестовая маслобензон-стойкая)
	16	100	ПС (пеньковая сухая)
	20	100	ХБС (хлопчатобумажная сухая)
	90	200	АПРПП (асбестопроволочная прорезиненная пропитанная)
	90	450	АПРПС (асбестопроволочная прорезиненная сухая)

В качестве прокладочных материалов применяют картон, асбест (листовой), резину, полихлорвиниловый пластик, полиэтилен, полипропилен, полиизобутилен, фторопласт и т. п.

р. Прокладки изготовляют путем вырезки из листового материала. Для изготовления комбинированных и армированных металлами прокладок используют штампы и прессы.

В зависимости от условного давления и свойств среды применяют различные типы уплотнительных поверхностей фланцевых соединений. Условия применения материалов прокладок указаны в табл. П.26.

Сальниковые набивки

В табл. П.27, а и П.27, б приведены данные по материалам сальниковых набивок, их характеристикам и условиям их применения.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2.

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ НАСОСОВ

Выбор материалов для деталей насосов, работающих в агрессивных средах (в том числе и морской воде), представляет известные трудности. Материалы должны удовлетворять требованиям прочности и пластичности, быть технологичными в изготовлении и одновременно являться коррозионно-стойкими. Последний фактор приобретает особое значение, когда процесс коррозии сопровождается эрозией и когда перекачиваемая среда может вызывать коррозионное растрескивание или усталость.

Коррозионно-эрозионные разрушения, возникающие на рабочих органах насосов, являются следствием ряда причин:

1) агрессивного действия жидкой перекачиваемой среды, обусловленного химическими свойствами морской воды;

2) эрозионного воздействия воды, включая кавитацию при больших окружных скоростях рабочего колеса;

3) абразивного износа поверхностей деталей твердыми частицами, содержащимися в водяном потоке.

Коррозия. Срок службы элементов проточной части при отсутствии кавитационных явлений определяется в основном коррозией металла. В воде коррозионная стойкость материала в большой степени зависит от растворенных в ней солей и газов, а также от ее биологической характеристики.

Коррозия металлов в воде или в водных растворах имеет в основном электрохимический характер. Процесс этот происходит при наличии разности потенциалов или, иными словами, гальванической пары. Гальваническая пара возникает при погружении в раствор различных металлов (макропара), например стали и цветного сплава, или при наличии структурной неоднородности металла (микропара), например структурные составляющие в чугунах (железо Fe и карбид железа Fe_3C).

Появлению коррозии способствует наличие растворенных в воде солей. В этом случае увеличивается электропроводимость воды и соответственно коррозионный ток, а значит, возрастает и выход металла в раствор. Следует заметить, что даже очень чистая пресная вода проводит электрический ток, так что начавшийся процесс коррозии трудно остановить.

Особенно неблагоприятное влияние оказывают ионы хлора, имеющиеся в большом количестве в морской воде. Они разрушают защитные пленки, которые часто появляются на поверхности металла и замедляют процесс коррозии.

Для $pH < 3,5$ следует применять коррозионно-стойкие нержавеющие стали, для $pH 3,5-6,0$ — бронзу, для $pH 6,0-8,0$ — бронзу (для деталей ротора), чугун и сталь (для деталей статора); при $pH 8,0$ — чугун или сталь, если позволяют давление и температура, и нержавеющую сталь.

Причиной коррозии является также чисто химическое воздействие на материал агрессивной жидкости.

Наблюдается и так называемая межкристаллитная коррозия, которая характеризуется разеданием металла, главным образом по границам кристаллов, что приводит к значительной потере прочности, несмотря на сравнительно небольшую потерю массы.

В самом насосе особенно сильно подвергаются коррозии места, где наблюдаются большие скорости (язык спирали, вход в направляющий аппарат) или большое отклонение в направлении потока (уплотнительные кольца). Процесс коррозии происходит интенсивнее в местах трещин и затем распространяется дальше.

Эрозия. Эрозия представляет собой чисто механический износ (особенно при наличии в жидкости твердых абразивных частиц), возникающий в связи с большой скоростью жидкости по металлической поверхности и большими местными скоростями в местах резкого изменения направления потока.

Материалы лопастных насосов. Если выбор материала производить без учета соответствующих требований прочности и ударостойкости, то для пресной воды могут быть применены корпус из чугуна (желательно высококачественного), колесо, уплотнительные кольца из бронзы, вал из бронзы или нержавеющей стали. В условиях морской воды целесообразно для всех оmyваемых деталей применять бронзу, не содержащую цинка, так как в результате обесцинкования на поверхности образуется губчатый медный осадок и уменьшается сечение лопасти. Для корпуса можно использовать, например, оловянную Бр.010Ц2, для рабочих колес — оловянную или фосфористую бронзу.

Большие скорости в колесе и зазорах создают опасность коррозионного и эрозийного разрушения материала. В этих условиях наиболее приемлемы высокоалюминные бронзы Бр.010Ц2, Бр.08Ц4, Бр.010Ф2 и др.

Хорошими механическими свойствами и коррозионной стойкостью отличаются нержавеющие стали 1Х13, 2Х13, но они имеют плохие антифрикционные свойства и поэтому колеса должны быть снабжены уплотнительными кольцами и термообработаны. В зарубежной практике для рабочих колес широко применяют алюминоникелевую бронзу, содержащую приблизительно 9,5 % алюминия и 5,5 % никеля. При добавке никеля структура материала становится мелкозернистой и, следовательно, более однородной, что способствует повышению сопротивляемости материала коррозии, эрозии и лучшей прочности. Свинцовые бронзы также имеют улучшенные свойства сопротивления коррозии и износу.

Валы насосов для морской воды изготавливают обычно из высоколегированной нержавеющей стали типа Х18Н9Т.

Анализ результатов стендовых испытаний насосов (ревизии проводили через 1000—1500 ч работы насосов) с учетом статистических данных опыта эксплуатации позволил сделать следующие выводы.

Рабочие колеса, изготовленные из Бр.03Ц7С5Н1, могут эксплуатироваться на спецификационных режимах работы насоса не более 3000—5000 ч. В результате воздействия морской воды входные кромки лопастей становятся острыми из-за коррозионно-эрозийного разрушения; особенно сильный износ наблюдается у кромок, примыкающих к основному диску. Рабочая поверхность лопастей изнашивается неравномерно по длине и по ширине (по длине износ нарастает к периферии, по ширине — к основному диску). Внутренняя поверхность основного диска имеет неравномерный ступенчатый износ с образованием каверн глубиной до 2 мм. Поверхность стенки рабочего колеса в щелевом уплотнении имеет равномерный износ до 1 мм по всему диаметру. Рабочие колеса, изготовленные из Бр.08Ц4 или Бр.010Ц2, могут эксплуатироваться на спецификационных режимах работы 10 000—12 000 ч.

Корпуса насосов из Бр.03Ц7С5Н1 несмотря на равномерный поверхностный износ внутренней поверхности до 2 мм и утонение языка спирали пригодны к эксплуатации в течение 20 000—25 000 ч; корпуса из Бр.08Ц4 или Бр.010Ц2 — в течение 30 000—50 000 ч.

Уплотнительные кольца, изготовленные из Бр.03Ц7С5Н1, имеют струйный износ по внутреннему диаметру и пригодны к эксплуатации в течение 4000 ч; из Бр.08Ц4 или Бр.010Ц2 — в продолжение 7000 ч, из стеклопластика АГ-4С — в течение 10 000—12 000 ч.

Всасывающие патрубки имеют коррозионно-эрозийные разрушения внутренней поверхности в виде крупной шероховатости с глубиной каверн до 1 мм. Патрубки, изготовленные из Бр.03Ц7С5Н1, пригодны к эксплуатации в течение 2000—3500 ч.

Колпачковые гайки из Бр.АМц9-2 подвержены эрозийно-коррозионному изнашиванию с явно выраженным обезалюминиеванием (покраснение поверхности) и пригодны к эксплуатации в продолжение 7000—10 000 ч.

Винты из латуни Л062-1, крепящие уплотнительные кольца, в результате обесцинкования разрушаются после 2000—2500 ч работы насоса. Эти же винты, изготовленные из нержавеющей стали 2Х18Н9, пригодны к эксплуатации в течение 10 000—12 000 ч работы.

Рабочее колесо водокольцевого насоса (для насоса 6МВХ2), изготовленное из Бр.03Ц7С5Н1, обеспечивает работу насоса в течение 2000—2500 ч, а из стеклопластика АГ-4С — в продолжение 4000—5000 ч.

Наряду с использованием в насосостроении металлов, обладающих специальными свойствами, все шире применяются полимерные материалы. Замена цветных металлов, а также других дефицитных и дорогостоящих материалов пластмассами дает не только значительный технико-экономический эффект при изготовлении в связи с сокращением расходов на материалы, электроэнергию и снижением металлоемкости конструкций, но и улучшает эксплуатационные показатели насосов.

В результате сравнительных гидравлических испытаний электронасоса НЦВ 100/30-А с рабочим колесом, изготовленным из бронзы и выполненным из полипропилена, установлено, что КПД электронасоса с полипропиленовым рабочим колесом на 1—1,5 % выше, чем с бронзовым. Это объясняется тем, что рабочие колеса из полипропилена имеют высокую технологическую точность в пределах 5—7-го классов (позволяют выдерживать требуемую геометрию рабочих колес) и более высокий класс чистоты поверхности каналов. Рабочие колеса из полипропилена, изготовленные методом литья под давлением на специальных литейных машинах, обладают высокой кавитационной и коррозионной стойкостью к перекачиваемой морской воде.

Материалы роторных насосов. Для изготовления корпусов шестеренных насосов используют следующие материалы: серые чугуны марок СЧ 18—36, СЧ 21—40 и СЧ 32—52, алюминиевые сплавы и реже бронзовое и стальное литье.

Корпуса насосов систем смазки машин и перекачивающих установок выполняют преимущественно из СЧ 18—36. Для изготовления шестерен таких насосов обычно применяют сталь 40 или 45.

Шестерни насосов высокого давления (порядок 1 МПа), работающие при высоких окружных скоростях (более 5 м/с), изготавливают преимущественно из легированных сталей типов 20Х, 40ХН, 18Н13А, 18ХГТ, 12ХН3, ЭИ274, 38ХМЮА и др.

Валы шестеренных насосов в зависимости от параметров и условий работы делают либо из простых конструкционных сталей 40 или 45, либо из легированных сталей 20Х, 40Х, 12ХН4, 12ХНВА, 13ХНВА и др.

Шестерни и валы подвергают термообработке.

При выборе материалов для изготовления деталей насоса необходимо учитывать их температурное расширение. При неправильном выборе может произойти заедание шестерен или образование недопустимых зазоров в соединениях.

Винты масляные трехвинтовых насосов обычно изготавливают из стали 45 с соответствующей термообработкой.

Для корпусов насосов преимущественно используется серый чугун СЧ 18—36 и реже СЧ 21—40. Иногда корпуса отливают из стали 35л или изготавливают из алюминиевых сплавов.

Обоймы масляных насосов чаще всего выполняют из Бр.03ЦН5Н1.

Необработанные поверхности отливок, в том числе омываемые перекачиваемой жидкостью, необрабатываемые поверхности корпусов насосов, передних и задних крышек, крышек сальниковых уплотнений и предохранительно-перепускных клапанов должны быть тщательно очищены.

Шероховатость наружных поверхностей рабочих частей винтов, поверхностей в местах сопряжения винтов с разгрузочными втулками допускается не ниже 7-го класса; профильных поверхностей обойм и отверстий в обоймах под винты — не ниже 6-го класса чистоты.

Винты насосов обычно изготавливают из сталей различных марок и лишь для особых условий работы — из пластмассы или стекла.

Требования точности выполнения винтов довольно высокие (по шагу, диаметру и эксцентриситету отклонения от номинала допускаются не более 0,05 мм), поэтому их изготовление или, по меньшей мере, доводку производят на металло-режущих станках. Для повышения стойкости при истирании поверхность винта хромируют в электролитических ваннах. Толщина слоя хрома рекомендуется 0,01—0,3 мм, однако на работающих винтах она часто составляет 0,06—0,08 мм (зарубежные фирмы рекомендуют принимать 0,07—0,08 мм). Поверхность винтов укрепляют также термообработкой токами высокой частоты и борированием.

Материалами обойм обычно служат резины различных марок. В обоймах с рабочей поверхностью из резины или пластмассы в процессе литья под давле-

нием или в процессе прессования происходит прикрепление материала к подготовленной для этого поверхности трубы. Для таких обойм необходим формующий стержень с винтовой поверхностью, обрабатываемой на токарном или затыловочном станках.

Выбор марок резин для обойм определяется следующими факторами:

1) химическими свойствами перекачиваемых жидкостей и их воздействием на резину (резины кислотостойкие, водостойкие, нефтестойкие и др.);

2) наличием в жидкости механических примесей, из абразивностью и величиной отдельных частиц;

3) величиной развиваемого насосом давления нагнетания и температурой перекачиваемой жидкости;

4) частотой вращения двигателя, эксцентриситетом и массой винта.

В отечественной практике производства одновинтовых насосов с упругими обоймами используют главным образом синтетические резины.

При наличии в жидкости механических примесей обычно стремятся применять резины менее твердые (40—60 ед. по Шору) и более упругие. Для повышенных давлений и чистых жидкостей используют преимущественно резины с твердостью 75—95 ед. по Шору. Резины подбирают по техническим условиям, где указаны марки резин, их характеристики и технические требования.

Для повышенных давлений и чистых жидкостей рекомендуются резины марки 3466 с твердостью 78—85 ед. по Шору.

В насосах высокого давления для нефти, содержащей весьма малое количество твердых примесей, применяются нефтестойкие резины марки 8130 с твердостью 80—95 ед. по Шору и марки 4004 (75—90 ед.), имеющие сопротивление на разрыв не менее 10 МПа и остаточные деформации после разрыва 20 %.

Для насосов, работающих на чистой воде и воде с механическими примесями, применяют водостойкие резины марок 93 и 8170 м твердостью 60—70 ед. по Шору. Продолжаются работы по созданию новых марок резин, наиболее полно удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям.

В насосах низкого давления (1,0—1,5 МПа) часто применяют металлические обоймы, называемые жесткими. Они должны быть выполнены со строгим соблюдением всех элементов геометрии рабочей поверхности. При небольших отклонениях в длине шага и величине диаметра от расчетных, даже в случае значительного первоначального зазора и при короткой обойме, винт в обойму ввести трудно и при работе такая пара быстро изнашивается. При соответствующем подборе материала обоймы и винта и высокой точности изготовления металлические обоймы могут работать продолжительное время, представляя собой как бы подшипники скольжения, смазываемые перекачиваемой жидкостью.

Для изготовления корпусов и крышек насосов с эксцентричным вытеснителем применяют серый чугун марок СЧ 18—36 и СЧ 21—40. Материалом для валов обычно служит углеродистая качественная конструкционная сталь 45.

Вытеснители целесообразно изготавливать из бронзы. Хорошими антифрикционными свойствами обладают Бр.05Ц5С5.

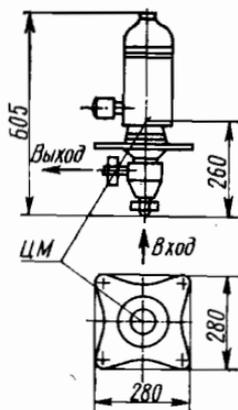
Клапаны насосов и их седла выполняют из сталей 45 и 40. Для изготовления пружин применяют стальную углеродистую проволоку.

Если насос предназначен для перекачивания агрессивных жидкостей, то для его изготовления применяют кислотостойкие и коррозионно-стойкие материалы.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. ДАННЫЕ О НАСОСАХ РАЗЛИЧНЫХ МАРОК

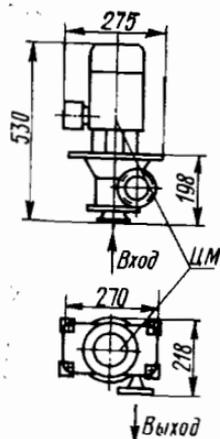
Ниже приведены схемы насосов — конденсатных, питательных, циркуляционных, санитарных, пожарных и др. — с электроприводом, турбоприводом, дизельным приводом, а также данные по струйным насосам.

ЭЦН 1,5/36



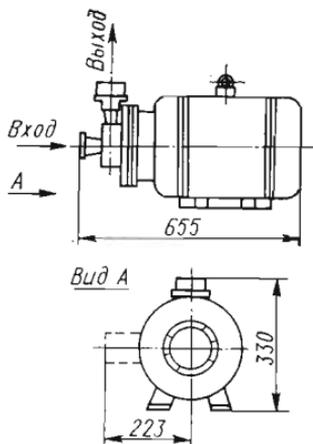
Подача, м ³ /с	4 · 10 ⁻³
Давление насоса, МПа	4,0
Кавитационный запас, м	0,75
Частота вращения, с ⁻¹	93,3
Тип электродвигателя	А4МО2-8
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	0,7
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	32
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат

ЭЦН 25ВА



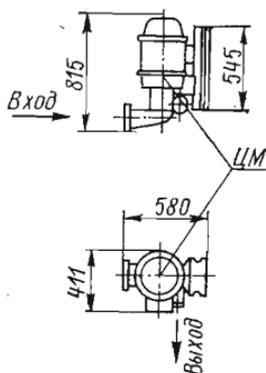
Подача, м ³ /с	0,001
Давление насоса, МПа	2,3
Кавитационный запас, м	0,6
Частота вращения, с ⁻¹	47,1
Тип электродвигателя	АОМШУ22-283
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	1
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	39
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат (t = 40 °С)

НЦКГ 4/40, НЦКГ 6/40



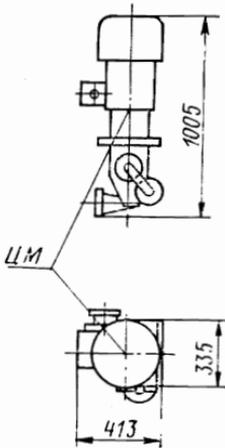
Подача, м ³ /с	0,0011; 0,0016
Давление насоса, МПа	0,4
Кавитационный запас, м	0,5
Частота вращения, с ⁻¹	50
Тип электродвигателя	4А90L2
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	3
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	54
Тип насоса	Центробежный, одноступенчатый, горизонтальный
Перекачиваемая среда	Конденсат ($t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$), рассол

ЭКН-6, ЭКН 6/II



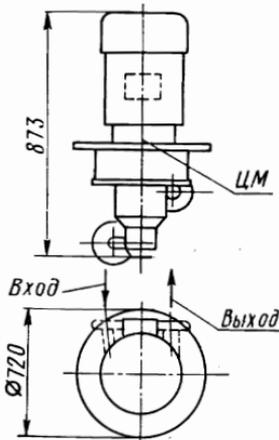
Подача, м ³ /с	0,001
Давление насоса, МПа	0,3
Кавитационный запас, м	0,7
Частота вращения, с ⁻¹	47,5
Тип электродвигателя	АОМ32-2, АОМШ32-2
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	2,2
Напряжение, В	220/380; 380
Масса насоса (сухого), кг	100; 110
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат ($t = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$)

НЦКВ 25/40А



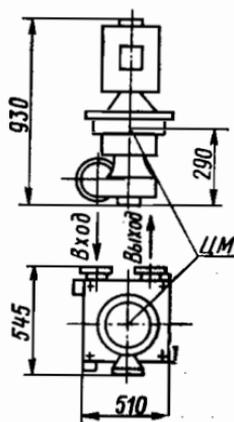
Подача, м ³ /с	0,007
Давление насоса, МПа	0,4
Кавитационный запас, м	0,7
Частота вращения, с ⁻¹	50
Тип электродвигателя	ДМН132SB2
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	7,5
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	190
Тип насоса	Циркуляционный вертикальный
Перекачиваемая среда	Конденсат ($t = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$), дистиллят, рассол

ЭЦН 15/100 (А)



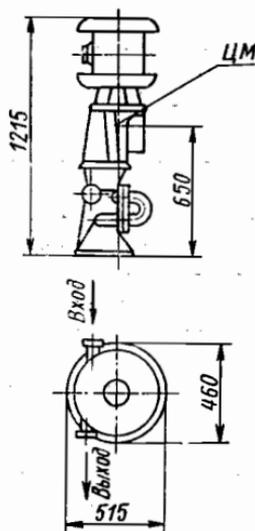
Подача, м ³ /с	0,004
Давление насоса, МПа	10
Кавитационный запас, м	0,5
Частота вращения, с ⁻¹	50
Тип электродвигателя	ДМ1Н
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	11
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	192
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, двухступенчатый
Перекачиваемая среда	Дистиллят и конденсат ($t = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$)

НЦКВ 35/60



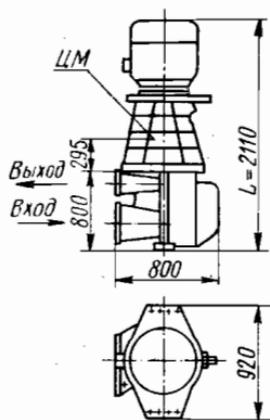
Подача, м ³ /с	0,0097
Давление насоса, МПа	0,6
Кавитационный запас, м	1
Частота вращения, с ⁻¹	47,5
Тип электродвигателя	АМ62-2; М302
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	14
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	225
Тип насоса	Центробежный, вертикальный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат (до 45 °С)

ЭКН 10/90



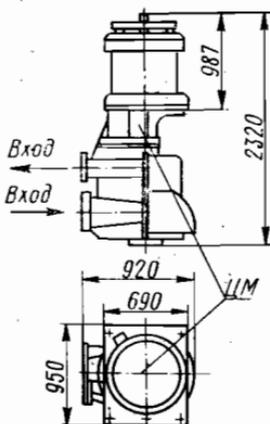
Подача, м ³ /с	0,0028	0,0028	0,007
Давление насоса, МПа	9,0	8,8	6,0
Кавитационный запас, м	1,5	1,5	2
Частота вращения, с ⁻¹	48,6	48,6	47,8
Тип электродвигателя	АМ61-2	АО2-51-2М	
Исполнение	Брызгозащищенное		
Род тока	Переменный		
Мощность, кВт	11	10	
Напряжение, В	380/220		
Масса насоса (сухого), кг	260		
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, двухступенчатый		
Перекачиваемая среда	Конденсат (t = 35 °С)	Вода (t = 105 °С)	Вода (t = 90 °С)

ЭКН 72/85



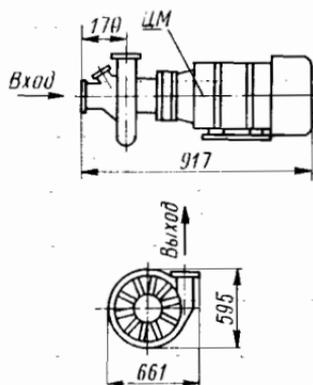
Подача, м ³ /с	0,02
Давление насоса, МПа	0,89
Кавитационный запас, м	0,7
Частота вращения, с ⁻¹	24
Тип электродвигателя	АН91-4Т АО2-81-40М5
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	38; 40
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	1305; 1290
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, трехступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат ($t = 33^{\circ}\text{C}$)

ЭКН 300/100



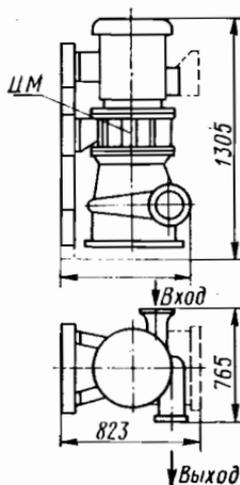
Подача, м ³ /с	0,08
Давление насоса, МПа	0,9
Кавитационный запас, м	2
Частота вращения, с ⁻¹	24,1
Тип электродвигателя	АМШ112-4
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	135
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	2500
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, двухступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат ($t = 30^{\circ}\text{C}$)

ЭЦН-80, ЭЦН 80/1-11



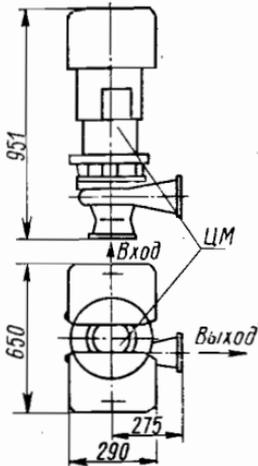
Подача, м ³ /с	0,01
Давление насоса, МПа	1,8
Кавитационный запас, м	9,5
Частота вращения, с ⁻¹	16
Тип электродвигателя	АМ70-6
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	8
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	265
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Рассол ($t = 4 \div 10^{\circ}\text{C}$)

НЦВ 120/18, НЦВ 120/16-11



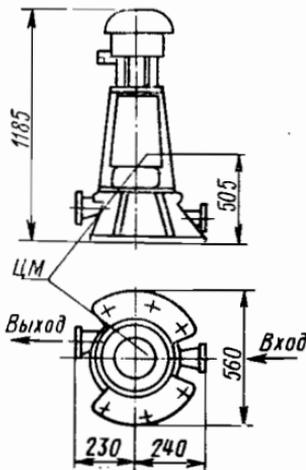
Подача, м ³ /с	0,033	
Давление насоса, МПа	0,18	
Кавитационный запас, м	0,7	
Частота вращения, с ⁻¹	16,7	
Тип электродвигателя	ТМ-810М-5М212;	ДМ-180М6-0М5М202
Исполнение	Водозащищенное	
Род тока	Постоянный	Переменный
Мощность, кВт	12	11
Напряжение, В	175—320	380
Масса насоса, (сухого), кг	850	520
Тип насоса	Центробежный, вертикальный	
Перекачиваемая среда	Пресная вода	

ЭЦНУ 65/60

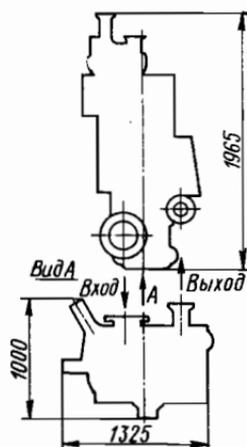


Подача, м ³ /с	0,0185
Давление насоса, МПа	0,6
Кавитационный запас, м	3
Частота вращения, с ⁻¹	41,6
Тип электродвигателя	ДМУНУ160/2М302
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	18,5
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	258
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Конденсат ($t = 190^{\circ}\text{C}$)

ЭКН 10/40



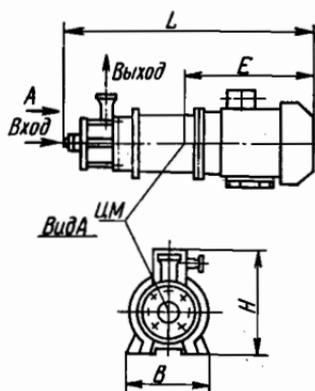
Подача, м ³ /с	0,0027
Давление насоса, МПа	4
Кавитационный запас, м	3
Частота вращения, с ⁻¹	47,8
Тип электродвигателя	АОМ41-2
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	3,2
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	205
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Пресная вода ($t = 160^{\circ}\text{C}$)



Подача, м ³ /с	0,04
Давление насоса, МПа	0,93
Кавитационный запас, м	3,5
Частота вращения, с ⁻¹	29
Масса насоса (сухого), кг	1450
Тип насоса	Вертикальный, центробежный
Перекачиваемая среда	Конденсат

ЭПНМ 3/70; ЭПНМ 2/70; ЭПНМ 1,5/70; ЭПНМ 0,8/70; (0,4/50)

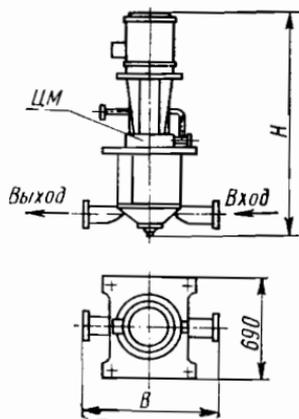
Подача, м ³ /с	0,0008	0,0005	0,0004	0,0002	0,0001
Давление насоса, МПа	7	7	7	7	5
Кавитационный запас, м	2 (при $t = 85^\circ\text{C}$), 5 ($t = 30^\circ\text{C}$)				2 ($t = 80^\circ\text{C}$), 3,5 ($t = 30^\circ\text{C}$)
Частота вращения, с ⁻¹	47,7		47,7		47,2
Тип электродвигателя	АОМ42-2	АОМ41-2	АОМ31-2	АОМ22-2	
Исполнение	Водозащищенное				
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	4,5	3,2	1,5	1,0	
Напряжение, В	220/380				
Масса насоса (сухого), кг	77,5	69,5	70,5	58,5	41,7
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, вихревой				
Перекачиваемая среда	Вода питательная ($t = 80^\circ\text{C}$)				



Марка насоса	Размеры, мм			
	B	E	H	L
ЭПНМ 3/70	238	350	289	600
ЭПНМ 2/70	238	350	289	600
ЭПНМ 1,5/70	238	350	289	600
ЭПНМ 0,8/70	200	400	245	550
ЭПНМ 0,4/50	170	340	224	530

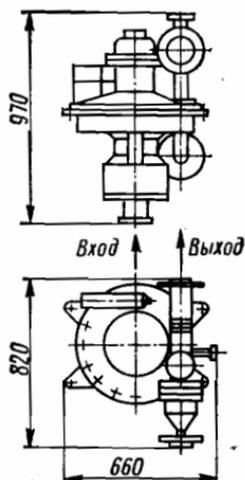
ЭПН 12,5/(160; 200); ЭПН 16/350; ЭПН 20/(160; 200; 350);
ЭПН 25/350; ЭПН 32/(200; 350)

Подача, м ³ /с	0,0034	0,0044	0,0055	0,0069	0,0088
Давление насоса, МПа	1,6	3,5	1,6	3,5	2
Кавитационный запас, м	5				
Частота вращения, с ⁻¹	48,3				
Тип электродвигателя	АО2-62-2М	АО2-81-2М	АО2-72-2М	АО2-82-2М	АО2-81-2М
Мощность, кВт	17	40	30	55	40
Напряжение, В	380				
Масса насоса (сухого),	730	1035	800	1030	890
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, многоступенчатый, двухкорпусный				
Перекачиваемая среда	Вода пресная				



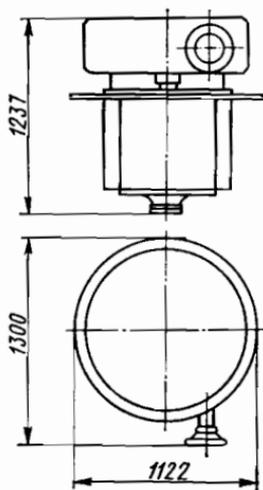
Масса насоса	Размеры, мм	
	В	Н
ЭПН 12,5/(160; 200)	645	1660
ЭПН 16/350	650	2050
ЭПН 20/(160; 200)	650	1700
ЭПН 25/350	650	2080
ЭПН 32/200	645	1850
ЭПН 32/350	645	2080

ПТН20-35-25



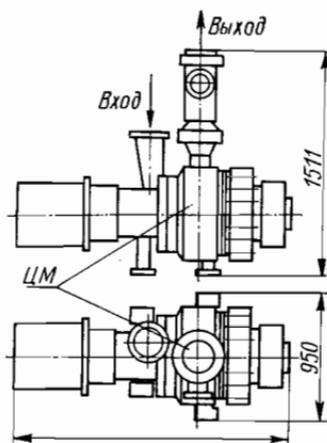
Подача, м ³ /с	0,0055
Давление насоса, МПа	3,7
Кавитационный запас, м	2
Частота вращения, с ⁻¹	216,6
Давление пара перед стопорным клапаном, МПа	2,5
Температура пара перед стопорным клапаном, °С	330
Противодавление, МПа	0,1
Расход пара, кг/ч	1000
Масса насоса (сухого), кг	450
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый, безредукторный
Перекачиваемая среда	Вода питательная (t = 50 ÷ 70 °С)

ТПН 55/80



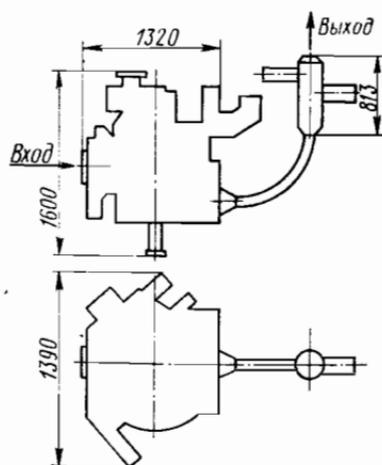
Подача, м ³ /с	0,022	0,015
Давление насоса, МПа	5,5	5,0
Частота вращения, с ⁻¹	100	91,7
Давление пара перед стопорным клапаном, МПа	4,0	
Температура пара перед стопорным клапаном, °С	290	
Противодавление, МПа	0,3	
Расход пара, кг/ч	3400	2500
Масса насоса (сухого), кг	1250	
Тип насоса	Центробежный, вертикальный, бесшальниковый, трехступенчатый (подшипники на водяной смазке)	
Перекачиваемая среда	Вода питательная (t = 133 °С)	

ПН 105/120



Подача, м ³ /с	0,03	0,025
Давление насоса, МПа	12	13
Частота вращения, с ⁻¹	116,6	
Мощность, кВт	585	535
Масса насоса (сухого), кг	1393	
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, четырехступенчатый, навешенный	
Перекачиваемая среда	Вода питательная	

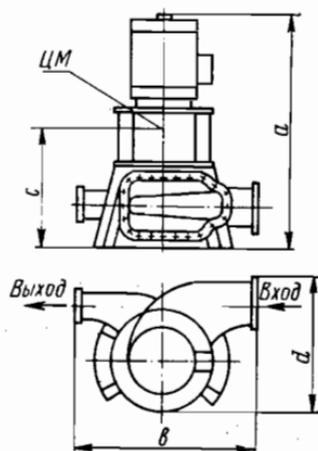
ПТН 105/115



Подача, м ³ /с	0,029	0,025
Давление насоса, МПа	11,5	11,0
Частота вращения, с ⁻¹	11,6	110,8
Давление пара перед стопорным клапаном, МПа	2,4	
Температура пара перед стопорным клапаном, °С	390	
Противодавление, МПа	0,26	
Расход пара, кг/ч	8500	7000
Масса насоса (сухого), кг	2100	
Тип насоса	Центробежный, вертикальный, бес-сальниковый, четырехступенчатый (подшипники на водяной смазке)	
Перекачиваемая среда	Вода питательная	

ЭЦН 2700/8,5; ЭЦН 500/8; ЭЦН 1100/10

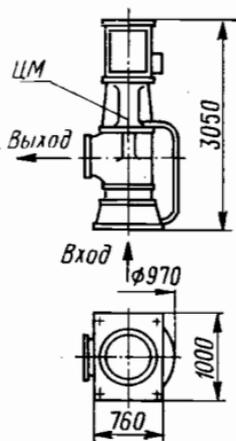
Подача, м ³ /с	0,75	0,63	0,14	0,147	0,305
Давление насоса, МПа	0,085	0,06	0,8	0,8	0,1
Кавитационный запас, м	—	—	—	3	3
Частота вращения, с ⁻¹	9,83/8,16		24,1	23,3	12
Тип электродвигателя	A112-10/12		A02-71-4М		AM102-87
Исполнение	Брызгозащищенное		Водозащищенное		Морское
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	90/53		22	45	42
Напряжение, В	380				
Масса насоса (сухого), кг	6770		960	2065	
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, двухступенчатый, двустороннего всасывания		Вертикальный, центробежный, двустороннего всасывания		Вертикальный, центробежный
Перекачиваемая среда	Вода морская				



Масса насоса	Размеры, мм			
	a	b	c	d
ЭЦН 2700/8,5	3140	2100	1450	—
ЭЦН 500/8	1485	820	770	810
ЭЦН 1100/10	2090	1100	1025	890

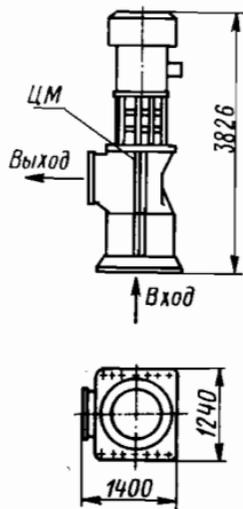
ЭЦН 2500/6

Подача, м ³ /с	0,7
Давление насоса, МПа	0,006
Кавитационный запас, м	6
Частота вращения, с ⁻¹	12,2
Тип электродвигателя	АМ111-8
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	65
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	2760
Тип насоса	Осевой вертикальный
Перекачиваемая среда	Вода морская

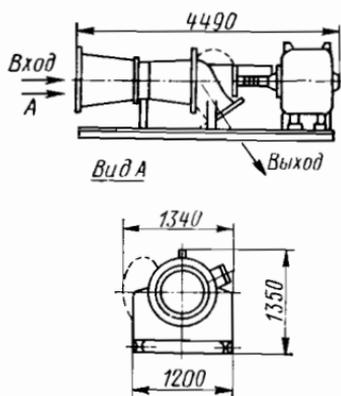


ЭЦН 7500/3 ОМЧ

Подача, м ³ /с	1,72	2
Давление насоса, МПа	0,02	0,03
Частота вращения, с ⁻¹	8,1	9,8
Тип электродвигателя	А03-400М-10/120М4	
Исполнение	Брызгозащищенное	
Род тока	Переменный	
Мощность, кВт	55	90
Напряжение, В	380	
Масса насоса (сухого), кг	5480	
Тип насоса	Циркуляционный вертикальный	
Перекачиваемая среда	Вода морская	

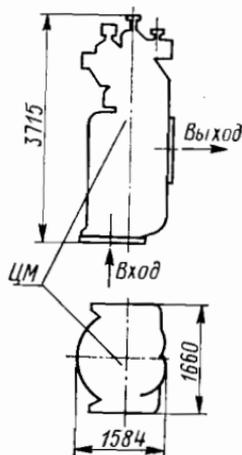


ЭСН-13



Подача, м ³ /с	1,1
Давление насоса, МПа	0,05
Кавитационный запас, м	7
Частота вращения, с ⁻¹	12,2
Тип электродвигателя	ДАМК113-8
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	145
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	4195
Тип насоса	Горизонтальный осевой реверсивный
Перекачиваемая среда	Вода морская

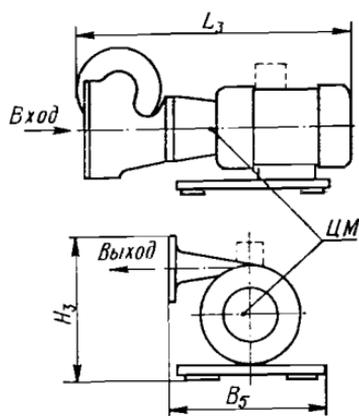
ТЦН 8500/7,2



Подача, м ³ /с	2,36	0,84
Давление насоса, МПа	0,072	0,07
Кавитационный запас, м	1,5	0
Частота вращения, с ⁻¹	9,3	4,2
Давление пара перед стопорным клапаном, МПа	2,4	
Температура пара перед стопорным клапаном, °С		
Противодавление, МПа	0,007	0,002
Расход пара, кг/ч	4000	650
Масса насоса (сухого), кг	5700	
Тип насоса	Вертикальный осевой (двухступенчатый редуктор)	
Перекачиваемая среда	Вода морская	

НЦ 5/10, НЦ 5/17

Подача, м ³ /с	0,0013	0,0013	0,0022
Давление насоса, МПа	0,1	0,17	0,1
Кавитационный запас, м	2	2,5	
Частота вращения, с ⁻¹	50		
Тип электродвигателя	П11МШК	П12МШК	
Исполнение	Брызгозащищенное		
Род тока	Постоянный		
Мощность, кВт	0,55	0,71	
Напряжение, В	175—320		
Масса насоса (сухого), кг	62	68	
Тип насоса	Центробежный, горизонтальный, одноступенчатый		
Перекачиваемая среда	Вода морская		

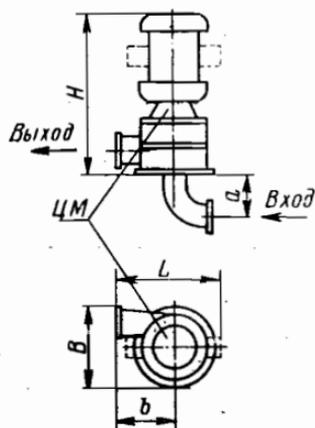


Марка насоса	Размеры, мм		
	L	H	B
НЦ 5/10	491	295	300
НЦ 5/17	516	312	303

НЦВ 25/20 (30); (65); НЦВ 40/65 (20; 30);
НЦВ 63/20 (30; 80; 100); НЦВ 40/80М; НЦВ 25/80М

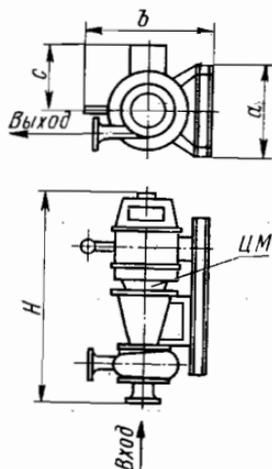
Подача, м ³ /с	0,007	0,011	0,005	0,011	0,007
Давление насоса, МПа	0,2	0,65	0,2	0,8	8
Кавитационный запас, м	4	5	4	5	5
Частота вращения, с ⁻¹	48,3 50	48,3	48,3 50	48,3	48,3

Тип электродвигателя	АОМН-41-2ПЗ1Н	АМ52-2	АМ51-2П40М	АМ71-2	АМ62-2
Исполнение	Брызгозащищенное				
Род тока	Переменный постоянный	Переменный	Постоянный	Переменный	
Мощность, кВт	8	14	6	6,1	19 14
Напряжение, В	220/380	220/380	380	220	220/380
Масса насоса (сухого), кг	191, 200	199	150	155	226 205
Тип насоса	Вертикальный, центробежный				
Перекачиваемая среда	Вода пресная, морская, рассол		Вода пресная, морская		



Марка насоса	Размер, мм				
	a	b	B	L	H
НЦВ 25/20	120	280	332	400	640
НЦВ 25/30	120	280	332	400	670
НЦВ 25/65	130	365	412	585	817
НЦВ 40/65	130	365	412	605	840
НЦВ 40/20	130	235	415	360	697
НЦВ 40/30	130	235	445	385	803
НЦВ 63/20	150	235	368	395	803
НЦВ 63/30	150	235	380	395	827
НЦВ 63/80	150	490	163,5	770	951
НЦВ 63/100	150	490	163,5	850	1064
НЦВ 40/80М	130	490	163,5	770	951

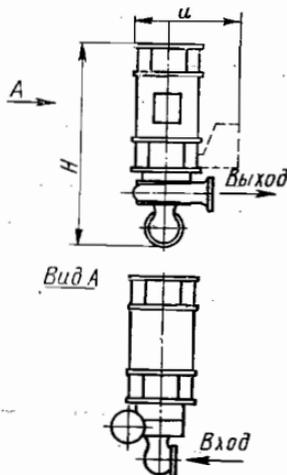
НЦВ 40/15; НЦВ 40/40



Подача, м ³ /с	0,002—0,011	0,0112
Давление насоса, МПа	0,15	0,35
Кавитационный запас, м	5	
Частота вращения, с ⁻¹	50	
Тип электродвигателя	П-40М	П-51М
Исполнение	Брызгозащищенное	
Род тока	Переменный	
Мощность, кВт	5	12,4 19,5
Напряжение, В	175—320	220 320
Масса насоса (сухого), кг	230	245
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый	
Перекачиваемая среда	Вода морская	

Марка насоса	Размер, мм			
	a	b	c	H
НЦВ 40/15	300	460	261	845
НЦВ 40/40	330	520	300	960

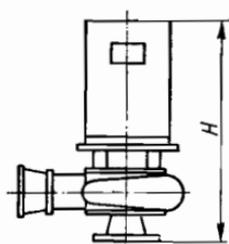
ЦН 160/80А (II)



Подача, м ³ /с	0,044
Давление насоса, МПа	0,8
Кавитационный запас, м	7
Частота вращения, с ⁻¹	48,5
Тип электродвигателя	АНУ-91-2М212
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	55
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	600
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Вода пресная

НЦВ ... А с электродвигателями АМ; АНУ; ДМН;
 П; НЦВ 630/15А—I-II; НЦВ 630/30А-II

Подача, м ³ /с	0,028	0,028	0,044	0,044	0,044	0,087
Давление насоса, МПа	0,2	0,3	0,2	0,3	0,1	0,1
Кавитационный запас, м	6					5
Частота вращения, с ⁻¹	48,3	47,5	23,8	23,8	23,7	23,8



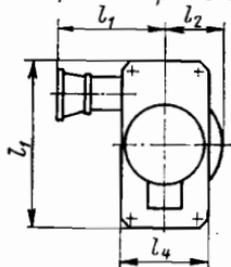
Тип электродвигателя	АМ52-2	АМ62-2	АМ71-4	АМ72-4	АМ61-4	АМ71-4
Исполнение	Брызгозащищенное					
Род тока	Переменный					

Мощность, кВт	8	14	14	19	8	14
Напряжение, В	220/380					

Масса насоса (сухого), кг	152	175	255	270	215	296
	136	160	245	260	—	—

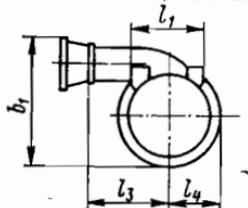
Тип насоса	Центробежный, вертикальный					
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная					

Среднее крепление



Подача, м ³ /с	0,07	0,07	0,11	0,11	0,18	0,18
Давление насоса, МПа	0,2	0,3	0,2	0,3	0,15	0,3
Кавитационный запас, м	6					5

Боковое крепление



Частота вращения, с ⁻¹	24,2	24,2	24,25	24,25	24,25	24,33
-----------------------------------	------	------	-------	-------	-------	-------

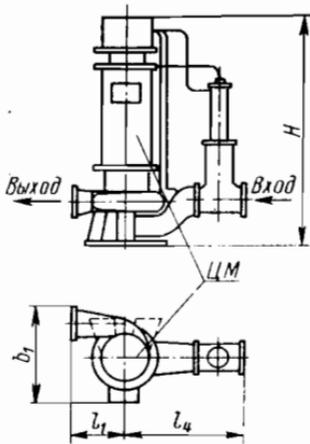
Тип электродвигателя	АНУ81-4	АНУ82-4	АНУ82-4	АНУ92-4	АНУ91-4	АН101-4
----------------------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

Исполнение	Брызгозащищенное					
Род тока	Переменный					
Мощность, кВт	25	32	32	50	52	70
Напряжение, В	220/380					

Масса насоса (сухого), кг	500	524	559	755	800	1050
	458	480	468	690	—	—

Тип насоса	Центробежный, вертикальный					
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная					

НЦВС ... А

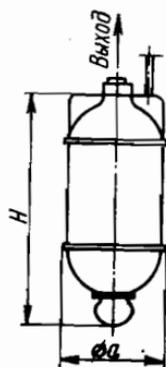


Подача, м ³ /с	0,028	0,044	0,044	0,087	0,07
Давление насоса, МПа	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2
Кавитационный запас, м	6	6	6	5	6
Частота вращения, с ⁻¹	48,3	23,8	23,7	23,8	24,2
Тип электродвигателя	AM52-2	AM71-4	AM61-4	AM71-4	АНУ81-4
Исполнение	Брызгозащищенное				
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	220/380				
Напряжение, В	8	14	8	14	25
Масса насоса, кг	152	255	215	296	500
	136	245	—	—	458
Тип насоса	Центробежный, вертикальный				
Перекачиваемая среда	Вода морская,				
Подача, м ³ /с	0,07	0,11	0,11	0,18	0,18
Давление насоса, МПа	0,3	0,2	0,3	0,15	0,3
Кавитационный запас, м	6	6	6	5	5
Частота вращения, с ⁻¹	24,2	24,25	24,25	24,25	24,33
Тип электродвигателя	АНУ82-4	АНУ82-4	АНУ92-4	АНУ91-4	АНУ101-4
Исполнение	Брызгозащищенное				
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	380				
Напряжение, В	32	32	30	42	70
Масса насоса, кг	524	559	755	800	1050
	480	468	690	—	—
Тип насоса	Центробежный, вертикальный				
Перекачиваемая среда	Вода пресная				

ВПН-1; ЭСН 16/1-II

Подача, м ³ /с	0,008
Давление насоса, МПа	2
Кавитационный запас, м	6
Частота вращения, с ⁻¹	47,8
Тип электродвигателя	MP7Y5 624-6850—63

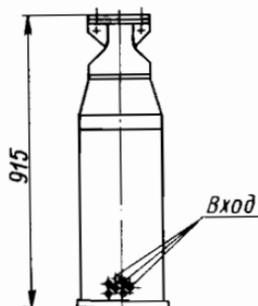
Исполнение	Со специальным водяным охлаждением
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	3,6
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	68,5
Тип насоса	Центробежный, одноступенчатый, переносный
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная



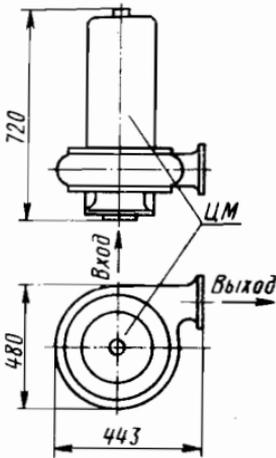
Марка насоса	Размеры, мм	
	H	Ø a
ВПЭН-1	760	150
ЭСН 16/1—II	600	260

ВПЭН-100

Подача, м ³ /с	100
Давление насоса, МПа	2,0
Кавитационный запас, м	До 10
Частота вращения, с ⁻¹	47,5
Тип электродвигателя	МАПЗФ-219
Исполнение	С мокрым статором
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	10
Напряжение, В	220/380
Масса насоса, кг	168
Тип насоса	Центробежный, одноступенчатый, переносный
Перекачиваемая среда	Вода морская



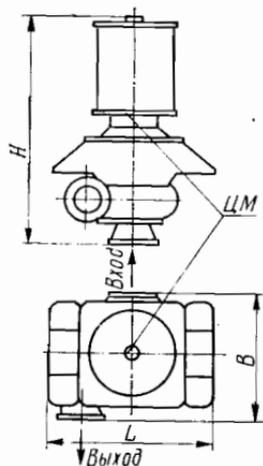
ПМНЛ 150/14



Подача, м ³ /с	0,4
Давление насоса, МПа	1,4
Кавитационный запас, м	3
Частота вращения, с ⁻¹	50
Исполнение	С мокрым статором
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	10
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	205
Тип насоса	Центробежный, вертикальный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Вода морская

НЦВ 160/10-1-II; НЦВ 315/10-1, II;
НЦВ 630/15-1-II

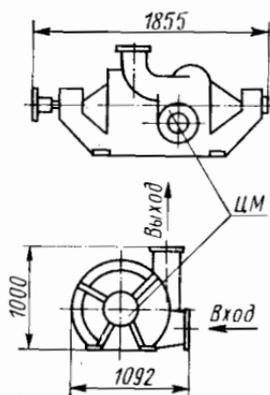
Подача, м ³ /с	0,04	0,09	0,18
Давление насоса, МПа	1	1,5	
Кавитационный запас, м	5		
Частота вращения, с ⁻¹	23,8	24,0	24,1
Тип электродвигателя	МАФ85-53/4	МАФ85-54/4	МАФ95-93/4
Исполнение	Специальное охлаждение водяное		
Род тока	Переменный		
Мощность, кВт	7,5	1,3	42
Напряжение, В	220/380		
Масса насоса (сухого), кг	335	430	900
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый		
Перекачиваемая среда	Вода морская		



Марка насоса	Размеры, мм		
	H	B	L
НЦВ 160/10-1-11	967	520	660
НЦВ 315/10-1-11	1086	565	770
НЦВ _Д 630/15-1-11	1630	665	860

ДПЖН-14 с дизелем

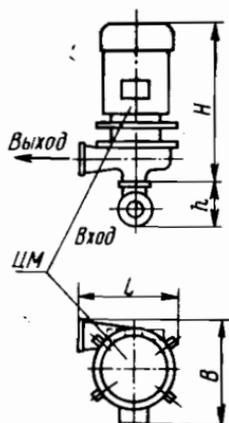
Подача, м ³ /с	0,28	0,14	0,28	0,14	0,28	0,14
Давление насоса, МПа	1	2	1	2	1	2
Кавитационный запас, м	3					
Частота вращения, с ⁻¹	24,1					
Тип электродвигателя	Дизель	ПС142-6к	АКМ500-4к			
Исполнение	Брызгозащитное					
Род тока				Постоянный	Переменный	
Мощность, кВт	—	—	450		500	
Напряжение, В	—	—	440		380	
Масса насоса, (сухого), кг	1900		6880		6350	
Тип насоса	Горизонтальный, двухступенчатый					
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная					



НЦВ- ... Б; НЦВ63/100А

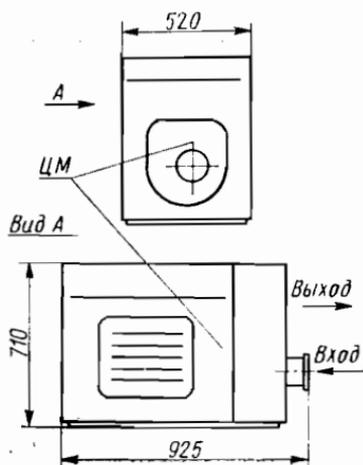
Подача, м ³ /с	0,007		0,011	0,0125	0,007
Давление насоса, МПа	0,2	0,3	0,2	0,2	0,65
Кавитационный запас, м	4				5
Частота вращения, с ⁻¹	50				
Тип электродвигателя	ДМН112 11А2	ДМН132SA2		ДМН132 В2	ДМН160МА2
Исполнение	Водозащищенное				
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	4	5,5	5,5	7,5	11
Напряжение, В	220/380				
Масса насоса (сухого), кг	120	148	172	170	205
	110	133	156	154	175
Тип насоса	Центробежный, вертикальный				
Перекачиваемая среда	Рассол, морская и пресная вода				
Подача, м ³ /с	0,0175	0,007	0,011	0,0175	
Давление насоса, МПа	0,3	0,8	0,8	0,8	1
Кавитационный запас, м	4	5			
Частота вращения, с ⁻¹	50				
Тип электродвигателя	ДМН160МВ2	ДМН160МВ2	ДМН180М2	ДМН180М2	АНУ81-2
Исполнение	Водозащищенное				
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	11	15	22	25	35
Напряжение, В	220/380				

Масса насоса (сухого, кг)	195	225	354	320	480
	182	200	273	282	396
Тип насоса	Центробежный, вертикальный				
Перекачиваемая среда	Рассол, морская и пресная вода				



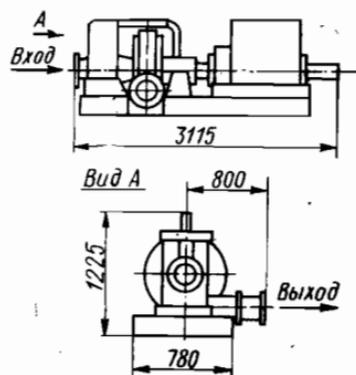
Марка насоса	Размеры, мм			
	H	B	h	L
НЦВ 25/20Б	736	308	120	410
НЦВ 25/30Б	874	405	120	465
НЦВ 30/20Б	910	456	130	410
НЦВ 40/30Б	933	456	130	410
НЦВ 63/20Б	933	456	150	410
НЦВ 63/30Б	984	479	150	410
НЦВ 25/65Б	979	466	130	540

НПБ 50/8М



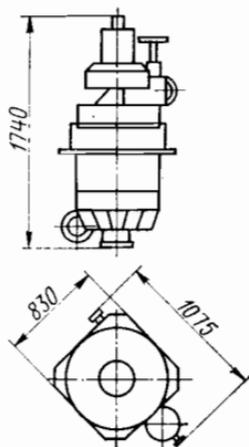
Подача, м ³ /с	0,08
Давление насоса, МПа	3,8
Кавитационный запас, м	5
Частота вращения, с ⁻¹	50
Тип электродвигателя	УД21М
Мощность, кВт	5,9—7,4
Масса насоса (сухого), кг	135
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный
Перекачиваемая среда	Вода морская

ДПНС 220/100



Подача, м ³ /с	0,06
Давление насоса, МПа	10
Кавитационный запас, м	4
Частота вращения, с ⁻¹	25
Тип электродвигателя	П7Д6
Исполнение	Четырехтактный, безнаддувный
Мощность, кВт	118
Масса насоса (сухого), кг	1060
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, одноступенчатый, самовсасывающий
Перекачиваемая среда	Вода морская

ТПЖН150/10М



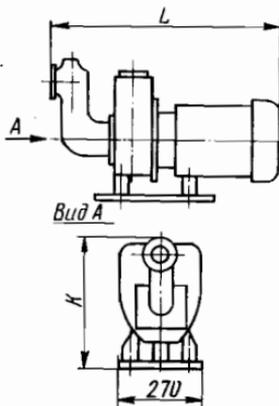
Подача, м ³ /с	0,0417	0,0417
Давление насоса, МПа	1	0,8
Мощность, кВт	65	55
Масса насоса (сухого), кг	1200	
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый	

ЦВС 10/40

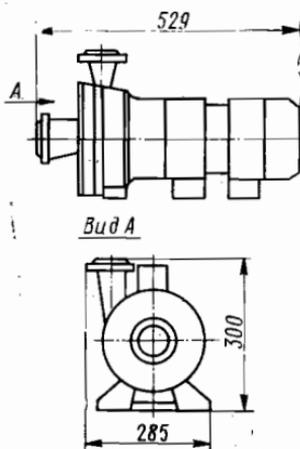
Подача, м ³ /с	0,0007	0,002	0,003
Давление насоса, МПа	0,4		
Кавитационный запас, м	7		

Продолжение

Частота вращения, с ⁻¹	47,1		
Тип электродвигателя	АОМ41-2	АОМ42-2	
Исполнение	Водозащищенное		
Род тока	Переменный		
Мощность, кВт	3,2	4,5	
Напряжение, В	220/380		
Масса насоса (сухого), кг	72	77	77
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, вихревой, самовсасывающий		
Перекачиваемая среда	Вода морская, пресная, питьевая		



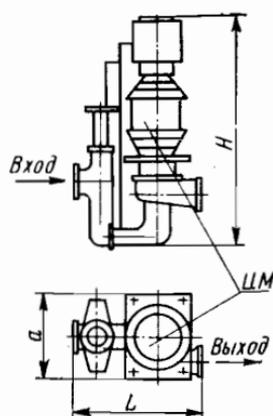
Масса насоса	Размеры, мм	
	L	K
ЦВС 3/40, ЦВС 6/40	675	921
ЦВС 10/40	695	441

ЭНЦГ_м 10/40

Подача, м ³ /с	0,0027
Давление насоса, МПа	0,4
Кавитационный запас, м	5
Частота вращения, с ⁻²	47,5
Тип электродвигателя	СОММ41-2Щ2/Ф2
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	3
Напряжение, В	220—380
Масса насоса (сухого), кг	60
Тип насоса	Центробежный, горизонтальный
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная

НЦВС 63/30 (20) М; НЦВС 40/30 (20; 65) М; НЦВС 25/65М

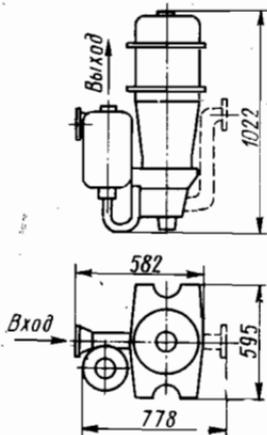
Подача, м ³ /с	0,017	0,017	0,011	0,011	0,011	0,0069
Давление насоса, МПа	0,3	0,2	0,3	0,2	0,65	
Кавитационный запас, м	6			5		
Частота вращения, с ⁻¹	48,3					
Тип электродвигателя	АМЛ61-2	АМЛ52-2	АМЛ52-2	АМЛ57-2	АМЛ62-2	АМЛ61-2
Исполнение	Брызгозащищенное					
Род тока	Переменный					
Мощность, кВт	11	8	8	6	14	11
Напряжение, В	220/380					
Масса насоса (сухого), кг	300	280	280	270	315	300
Тип насоса	Вертикальный, центробежный					
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная					



Марка насоса	Размеры, мм		
	H	L	a
НЦВС 63/30М	1318	710	160
НЦВС 40/30М	1293	690	150

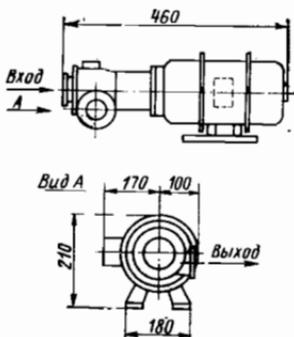
ЭСН-11

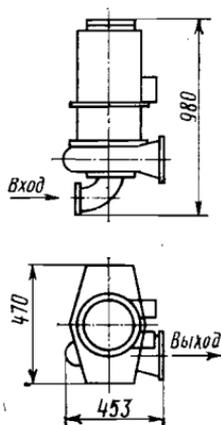
Подача, м ³ /с	0,006
Давление насоса, МПа	6
Кавитационный запас, м	6
Частота вращения, с ⁻¹	46,6
Тип электродвигателя	П42М
Исполнение	Брызгозащищенное
Род тока	Постоянный
Мощность, кВт	10
Напряжение, В	220
Масса насоса (сухого), кг	207
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная



ЭЦН-18; ЭЦН 18/1-11

Подача, м ³ /с	2 · 10 ⁻²	
Давление насоса, МПа	1,0	
Частота вращения, с ⁻¹	48,3	46,6
Тип электродвигателя	П11М	АОМ12-2 АОМШ12-2
Исполнение	Брызгозащищенное	Водозащищенное
Род тока	Постоянный	Переменный
Напряжение, В	110/220	220/380
Мощность, кВт	0,66	0,45
Масса насоса (сухого), кг	27	18,5
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, одноступенчатый	
Перекачиваемая среда	Вода пресная (до 70 °С)	

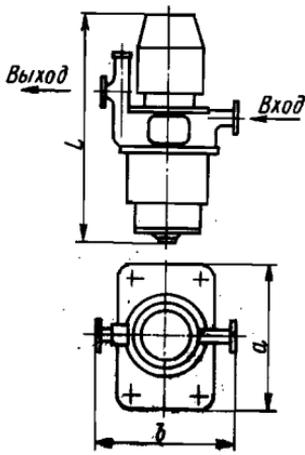




Подача, м ³ /с	0,008
Давление насоса, МПа	0,15
Кавитационный запас, м	5
Частота вращения, с ⁻¹	24,25
Тип электродвигателя	МРЗК-42-4
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	4
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	220
Тип насоса	Вертикальный, центробежный
Перекачиваемая среда	Вода сточная

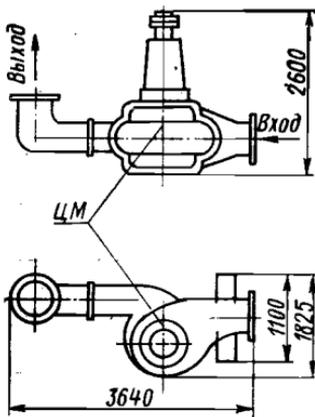
ЦН-238; ЦН-246

Подача, м ³ /с	5,5 · 10 ⁻⁴	1,1 · 10 ⁻³	0,007	0,004
Давление насоса, МПа	0,029	0,04	0,5	0,4
Кавитационный запас, м	4			5
Частота вращения, с ⁻¹	94	95	974	967
Тип электродвигателя	ДМЧН-71	ДМЧН-80	ДМЧН-112	ДМЧН-100
Исполнение	Брызгозащищенное			
Род тока	Переменный			
Мощность, кВт	1,5	2,2	7,5	5,5
Напряжение, В	220/380			
Масса насоса (сухого), кг	58	64	130	123
Тип насоса	Центробежный, вертикальный			
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная			



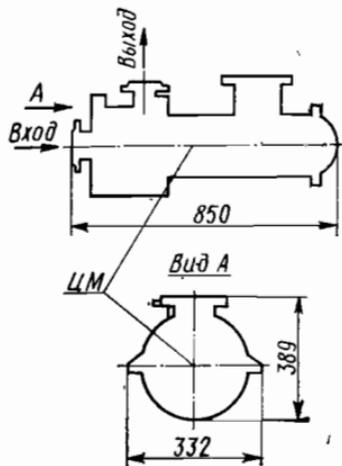
Марка насоса	Размеры, мм		
	L	a	b
ЦН-238А	582	335	220
ЦН-238Б	600		
ЦН-246А	772	410	530
ЦН-246Б	—		

НЦГВ 4000/115



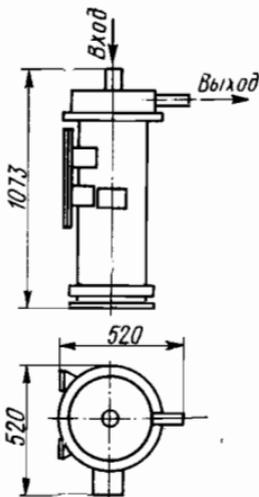
Подача, м ³ /с	1,1
Давление насоса, МПа	11,5
Кавитационный запас, м	5,5
Частота вращения, с ⁻¹	15,8
Мощность, кВт	1570
Масса насоса (сухого), кг	8100
Тип насоса	Вертикальный, центробежный
Перекачиваемая среда	Сырая нефть, тяжелые и легкие нефтепродукты, морская вода

ЦНГ-70М



Подача, м ³ /с	0,0013
Давление насоса, МПа	0,44
Кавитационный запас, м	4
Частота вращения, с ⁻¹	50
Исполнение	Герметичное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	3
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	180
Тип насоса	Центробежный, герметичный двухступенчатый
Перекачиваемая среда	Водный раствор этилового спирта

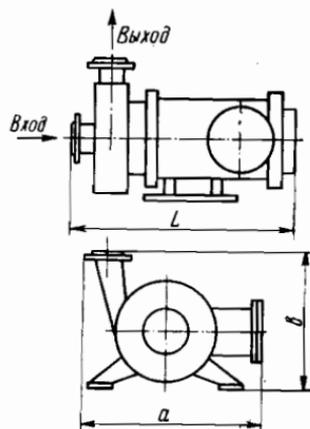
БЭН-2



Подача, м ³ /с	3 · 10 ⁻²	
Давление насоса, МПа	11,6	
Частота вращения, с ⁻¹	50	
Кавитационный запас, м	8	
Тип электродвигателя	Экранированный	
Род тока	Переменный	
Мощность, кВт	45	24,5
Напряжение, В	380	
Масса насоса (сухого), кг	455	
Тип насоса	Вертикальный, центробежный двухступенчатый	
Перекачиваемая среда	АМИЛ (от -3 до 50 °С)	Вода пресная (от 4 до 50 °С)

ЦНГ-68М; БЭН-74 (71,72)

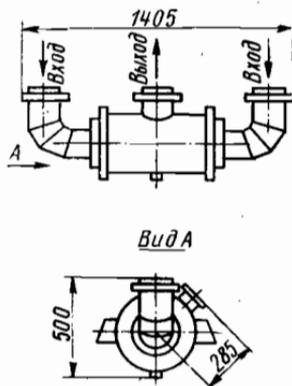
Подача, м ³ /с	0,005		5,5 · 10 ⁻³	0,003	0,007
Давление насоса, МПа	5			0,2	0,17
Кавитационный запас, м	5		3,5	2	
Частота вращения, с ⁻¹	50				
Тип двигателя	Экранированный		—	—	
Исполнение	—		—	Герметичное	
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	12,9	7	4,5	2,8	
Напряжение, В	330		380	380	
Масса насоса (сухого), кг	135		150	160	
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, одноступенчатый		Серийный, центробежный, герметичный, взрывозащищенный	Центробежный, одноступенчатый	
Перекачиваемая среда	Амил (от 0 до 35 °С)	Вода пресная (от 5 до 35 °С)	Вода, аммиак	Дифторхлорметан	



Марка насоса	Размеры		
	L	a	b
ЦНГ-68М	760	435	330
БЭН-74	800	425	350
БЭН-71	830	470	350
БЭН-72	820	470	350

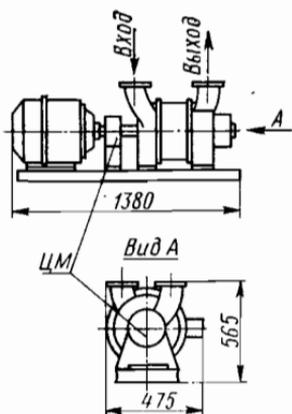
ЦНГ-219 (220, 221)

Подача, м ³ /с	0,015	0,036	0,0027
Давление насоса, МПа	0,12	0,11	0,33
Частота вращения, с ⁻¹	25		
Тип электродвигателя	ПММ-1212-1	ПММ-2212	ПММ-2212
Исполнение	Водозащищенное		
Род тока	Переменный		
Мощность, кВт	6	15,5	7,5
Напряжение, В	380		
Масса насоса (сухого), кг	285	400	345
Тип насоса	Центробежный, одноступенчатый	Центробежный, одноступенчатый, двухстороннего всасывания	Центробежный, двухступенчатый
Перекачиваемая среда	Вода	Водный раствор бромида	Вода



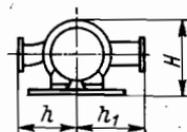
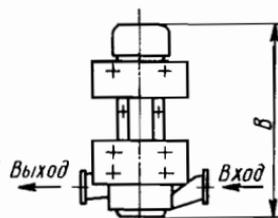
ВВН ЗН/М

Подача, м ³ /с	0,05
Частота вращения, с ⁻¹	25
Тип электродвигателя	МРЗК-53-4
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	8
Масса насоса (сухого), кг	390
Тип насоса	Водокольцевой, горизонтальный, простого действия
Напряжение, В	380



НЦКВ 4/25; НЦКВ 6/40

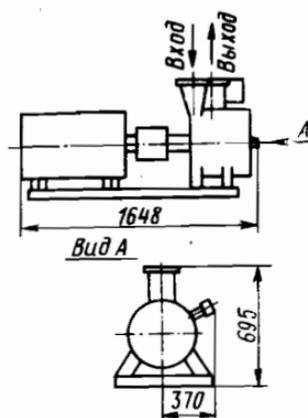
Подача, м ³ /с	0,0011				0,0015			
Давление насоса, МПа	0,25				0,4			
Кавитационный запас, м	0,6				0,7			
Частота вращения, с ⁻¹	50				50			
Тип электродвигателя	ДМН90-SB2	D22M-72	ДМН90-SB2	П22M-72	ДМН100L2	ПЧОМ-72	ДМН100L2	ПЧОМ-72
Исполнение	Брызгозащищенное							
Род тока	Переменный	Постоянный	Переменный	Постоянный	Переменный	Постоянный	Переменный	Постоянный
Мощность, кВт	1,1	1,0	1,1	1,0	2,2	2,3	2,2	2,3
Напряжение, В	$\frac{220}{380}$	$\frac{320}{175}$	$\frac{220}{380}$	$\frac{320}{175}$	$\frac{220}{380}$	$\frac{320}{175}$	$\frac{220}{380}$	$\frac{320}{175}$
Масса насоса (сухого), кг	58	100	58	100	72	188	72	188
Тип насоса	Центробежный, дистиллят, рассол, морская и пресная вода							
Перекачиваемая среда	Конденсат, дистиллят, рассол, морская и пресная вода							



Марка насоса	Тип электродвигателя	Размеры, мм			
		B	H	h	h ₁
НЦКВ 4/25	ДМН90B2	588	280	144	178
	ДМН1002	650	315	186	213
НЦКВ 6/40	П22M-72	693	367	144	178
	П40M-72	815	440	186	213

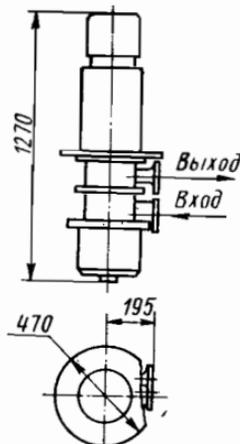
ЦВС-70

Подача, м ³ /с	0,005	
Давление насоса, МПа	1,1	
Кавитационный запас, м	7,5	
Частота вращения, с ⁻¹	24,3	
Тип электродвигателя	ВМАП52-4Щ2	
Исполнение	Ударостойкое	
Род тока	Переменный	
Мощность, кВт	22,5	
Напряжение, В	220/380	
Масса насоса (сухого), кг	Однокаскадный 800	Двухкаскадный 875
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, двухступенчатый, вихревой, самовсасывающий	
Перекачиваемая среда	Топливо	



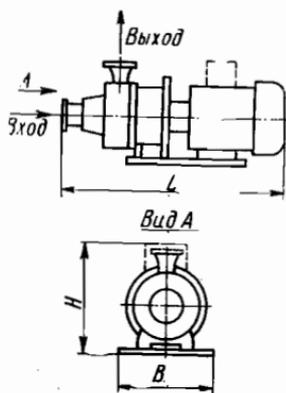
ЦН-230АМ; ЦН-230М

Подача, м ³ /с	0,0025	0,006
Давление насоса, МПа	0,11	
Кавитационный запас, м		
Частота вращения, с ⁻¹	47,7	
Тип электродвигателя	4А80А2	4А80В2
Род тока	Переменный	
Мощность, кВт	1,5	2,2
Напряжение, В	220/380	
Масса насоса (сухого), кг	132	137
Тип насоса	Центробежный, вертикальный, одноступенчатый	
Перекачиваемая среда	Жидкий кислород	



НЦКГ 4/25; НЦКГ 6/40

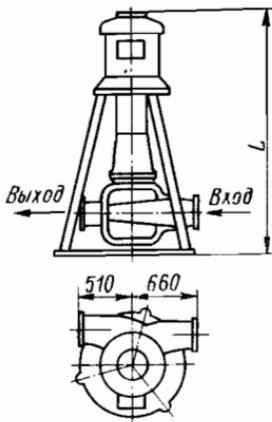
Подача, м ³ /с	0,0011		0,0015	
Давление насоса, МПа	0,25		0,4	
Кавитационный запас, м	0,6		0,7	
Частота вращения, с ⁻¹	50		50	
Тип электродвигателя	DMH90-SB2	П22М-72	DMH100-L2	ПЧОМ-72
Исполнение	Водозащищенный	Брызгозащищенный	Водозащищенный	Брызгозащищенный
Род тока	Переменный	Постоянный	Переменный	Постоянный
Мощность, кВт	1,1	1,0	2,2	2,3
Напряжение, В	220/380	320—175	220/380	320—175
Масса насоса (сухого), кг	58	100	72	188
Тип насоса	Центробежный, конденсатный, горизонтальный			
Перекачиваемая среда	Конденсат, дистиллят, рассол, морская и пресная вода			



Марка насоса, м	Тип электродвигателя	Размеры, мм		
		L	H	B
НЦКГ 4/25	DMH90-B2	626	280	250
	П22М-72	706	367	320
НЦКГ 6/40	DMH90-B2	680	341	290
	П22М-72	832	440	300

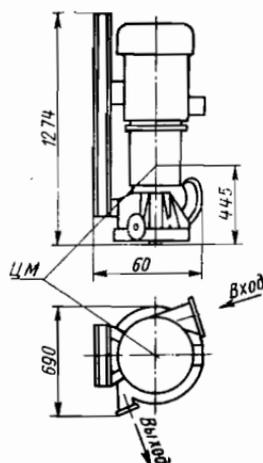
НЦВМ; НЦВМС

Подача, м ³ /с	0,44	0,28	0,44	0,28	
Давление насоса, МПа	0,25		0,25	0,22	0,25
Кавитационный запас, м	5				
Частота вращения, с ⁻¹	24,4	24,3	24,4	24,3	24,8
Тип электродвигателя	AM112-4	AM111-4	АО102-4М	AM112-4	AM111-4
Исполнение	Брызгозащищенное				
Род тока	Переменный				
Мощность, кВт	135	115	160	135	115
Напряжение, В	380				
Масса насоса (сухого), кг	1220		1590		
Тип насоса	Центробежный, вертикальный		Центробежный, вертикальный, самовсасывающий		
Перекачиваемая среда	Вода морская и пресная				



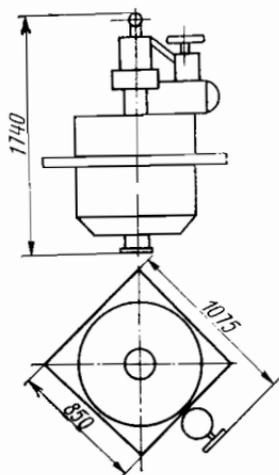
Марка насоса	Тип электродвигателя	L, мм
НЦВМ 1600/25	AM112-4	1995
НЦВМ 1600/25А		6050
НЦВМ 1000/25	AM111-4	1670
НЦВМ 1000/25А		5240

ЭКН-60ДС



Подача, м ³ /с	0,02
Давление насоса, МПа	2,1
Кавитационный запас, м	0,8
Частота вращения, с ⁻¹	17
Тип электродвигателя	ДМ-1606
Исполнение	Водозащищенное
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	7,5
Напряжение, В	380
Масса насоса (сухого), кг	535
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый
Перекачиваемая среда	Пресная вода $t = -2^{\circ}$ до 32°

ТПЖН 150/10М

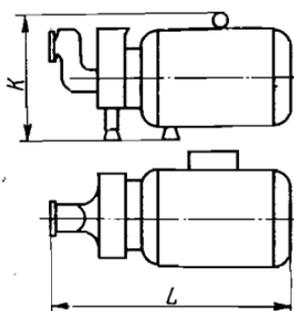


Подача, м ³ /с	0,0147; 0,0417
Давление насоса, МПа	1; 0,8
Мощность, кВт	65; 55
Масса насоса (сухого), кг	1200
Тип насоса	Вертикальный, центробежный, одноступенчатый

ЦВС 3/40, ЦВС 6/40, ЦВС 10/40

Подача, м ³ /с	0,0007	0,002	0,003
Давление насоса, МПа	0,4		
Кавитационный запас, м	7		
Частота вращения, с ⁻¹	47,1		

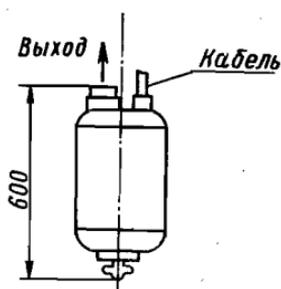
Тип электродвигателя	АОМ41-2	АОМ42-2	
Исполнение	Водозащищенное		
Род тока	Переменный		
Мощность, кВт	3,2	4,5	
Напряжение, В	220/380		
Масса насоса (сухого), кг	72	77	77
Тип насоса	Горизонтальный, центробежный, вихревой, самовсасывающий		
Перекачиваемая среда	Вода морская, пресная, питьевая		



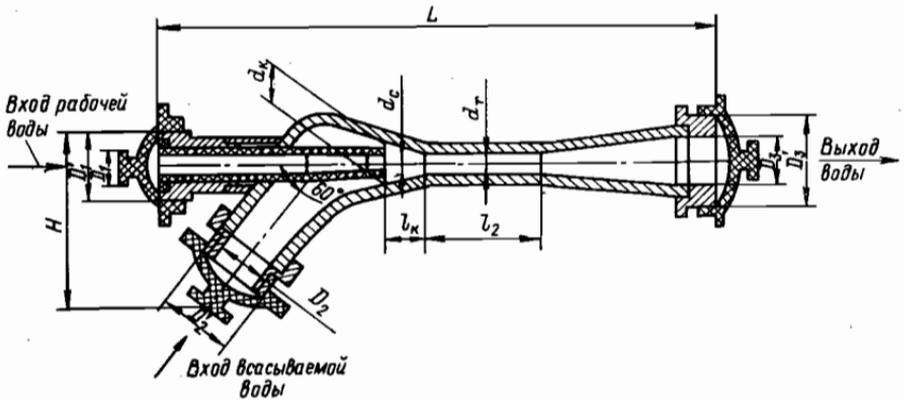
Марка насоса	Размеры, мм	
	L	K
ЦВС 3/40, ЦВС 6/40	750	478
ЦВС 10/40	745	493

ЭСН 16/1-11

Подача, м ³ /с	0,008
Давление насоса, МПа	2
Кавитационный запас, м	6
Частота вращения, с ⁻¹	47,8
Исполнение	Со специальным водяным охлаждением
Род тока	Переменный
Мощность, кВт	3,6
Напряжение, В	220/380
Масса насоса (сухого), кг	68,5
Тип насоса	Центробежный, одноступенчатый, переносный



Эжекторы водоотливные переносные



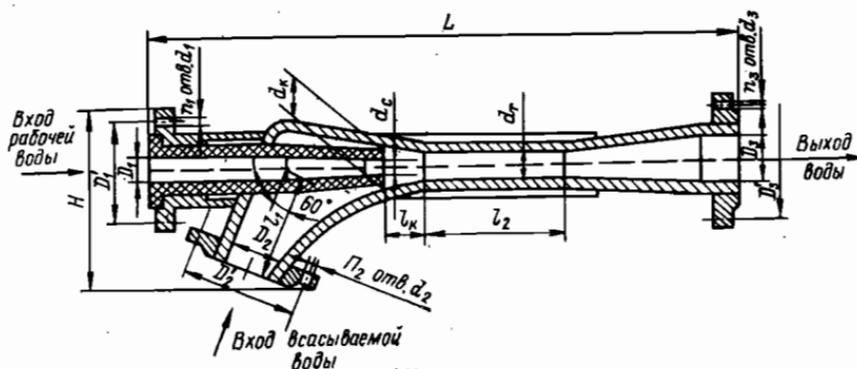
Основные технические характеристики

Индекс	Подача, м³/с	Расход рабочей воды, м³/с	Высота всасывания	Высота нагнетания	КПД, %	Давление рабочей воды, МПа
			10⁴ Па			
ВЭЖП6,3	0,00175	0,00169	0,7	4	10	24,5
ВЭЖП25	0,0070	0,0067	0,7	4	10	24,5
ВЭЖП63	0,0175	0,0169	0,7	4	10	24,5
ВЭЖП100	0,0277	0,0254	0,7	4	10	24,5

Основные размеры, мм, и масса, кг, специальных эжекторов

Индекс	d_c	d_k	d_r	L	l_1	l_2	l_k	H	D_1	D'_1	D_2	D'_2	D_3	D'_3	Масса, кг
ВЭЖП6,3	7,5	23	16	458	100	80	40	175	32	83	32	83	40	93	4
ВЭЖП25	15	44	33	845	130	160	87	230	50	103	65	123	80	138	7
ВЭЖП63	23,8	68	52	1272	220	250	127	320	80	138	100	158	125	183	24
ВЭЖП100	30	85	65	1515	240	325	140	350	100	158	125	183	150	208	38

Эжекторы водоотливные стационарные



Основные технические характеристики

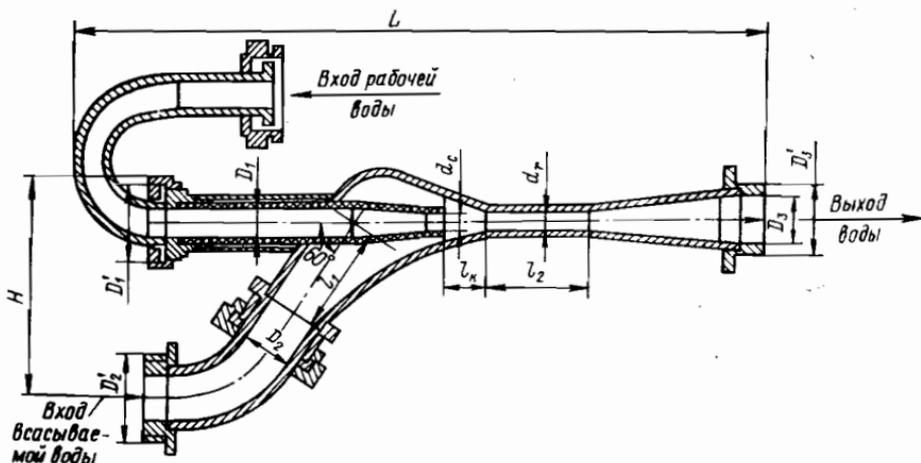
Индекс	Подача, м ³ /с	Расход рабочей воды, м ³ /с	Давление рабочей воды, МПа	Высота всасывания	Высота нагнетания	КПД, %
				10 ⁴ Па		
ВЭж2,5	0,00070	0,00067	0,7	4	10	24,5
ВЭж4,0	0,0011	0,0010	0,7	4	10	24,5
ВЭж6,3	0,00175	0,00169	0,7	4	10	24,5
ВЭж10	0,00277	0,00269	0,7	4	10	24,5
ВЭж16	0,00444	0,00427	0,7	4	10	24,5
ВЭж25	0,0070	0,0067	0,7	4	10	24,5
ВЭж40	0,0110	0,0100	0,7	4	10	24,5
ВЭж63	0,0175	0,0169	0,7	4	10	24,5
ВЭж100	0,0277	0,0254	0,7	4	10	24,5
ВЭж160	0,0444	0,0427	0,7	4	10	24,5
ВЭж250	0,070	0,067	0,7	4	10	24,5
ВЭж400	0,110	0,100	0,7	4	10	24,5

Основные размеры, мм, и масса, кг, специальных эжекторов

Индекс	d_c	d_k	d_r	L	l_1	l_2	l_k	H	D_1	D_2
ВЭж2,5	5,1	15	11,5	384	120	50	25	200	32	83
ВЭж4,0	6,0	18,5	13	370	120	65	33	190	32	83
ВЭж6,3	7,5	23	16	458	100	80	40	175	32	83
ВЭж10	9,5	28	20	565	110	100	50	185	32	83
ВЭж16	11	40	26	660	120	125	60	200	40	93
ВЭж25	15	44	33	845	130	160	87	230	50	103
ВЭж40	19,2	55	41,5	1000	180	200	100	270	65	125
ВЭж63	23,8	68	52	1272	220	250	127	320	80	138
ВЭж100	30	85	65	1515	240	325	140	350	100	158
ВЭж160	37,5	106	82	1900	260	370	210	400	125	183
ВЭж250	47,5	132	103	2234	320	430	220	480	150	208
ВЭж400	50	165	134	2618	390	530	270	580	200	264
ВЭж10Ф	10	28	20	610	110	100	70	185	32	83
ВЭж16Ф	12,9	35	26	700	120	125	100	220	40	93
ВЭж25Ф	15	44	33	916	130	160	150	230	50	103
ВЭж40Ф	19,1	55	41,5	1010	180	200	200	270	65	123

Индекс	d_1	n_1	D_2	D'_2	d_2	n_2	D_3	D'_3	d_3	n_3	Масса
ВЭж2,5	15	6	32	83	15	6	32	83	15	6	3,5
ВЭж4,0	15	6	32	83	15	6	32	83	15	6	3,5
ВЭж6,3	15	6	32	83	15	6	40	93	15	6	4,0
ВЭж10	15	6	40	93	15	6	50	103	15	6	5,0
ВЭж16	15	6	50	103	15	6	65	123	15	6	5,8
ВЭж25	15	6	65	123	15	6	80	138	15	8	7,0
ВЭж40	15	6	80	138	15	8	100	158	15	8	11
ВЭж63	15	8	100	158	15	8	125	183	15	10	24
ВЭж100	15	8	125	183	15	10	150	208	15	12	38
ВЭж160	15	10	150	208	15	12	200	264	15	12	54
ВЭж250	15	12	200	264	15	12	250	327	17	14	84
ВЭж400	15	12	250	327	17	14	300	386	22	14	171
ВЭж10Ф	15	6	40	93	15	6	50	103	15	6	5,5
ВЭж16Ф	15	6	50	103	15	6	65	123	15	6	6
ВЭж25Ф	15	6	66	123	15	6	80	138	15	8	8
ВЭж40Ф	15	6	80	138	15	6	100	158	15	8	12

Эжекторы погружные переносные



Основные технические характеристики

Индекс	Подача, м ³ /с	Расход рабочей воды, м ³ /с	Давление рабочей воды, МПа	Высота всасывания / Высота нагнетания		КПД, %
				10 ⁴ Па		
ВЭжП6,3П	0,00175	0,00169	0,7	4	10	24,5
ВЭжП25П	0,0070	0,0067	0,7	4	4	24,5
ВЭжП63П	0,0175	0,0169	0,7	4	10	24,5
ВЭжП100П	0,0277	0,0254	0,7	4	10	24,5

Основные размеры, мм, и масса, кг, переносных эжекторов

Индекс	d_c	d_k	d_r	L	l_1	l_k	l_2	H	D_1
ВЭЖП6,3П	7,5	23	16	690	120	40	80	234	32
ВЭЖП25П	15	44	33	1060	150	75	160	231	50
ВЭЖП63П	24,2	68	52	1530	220	140	250	328	65
ВЭЖП100П	30	85	67	1770	235	155	325	317	80

Индекс	D'_1	D_2	D'_2	D_3	D'_3	Мас- са
ВЭЖП6,3П	Труб.2'	48	M72×3	48	Труб.2"	4
ВЭЖП25П	Труб.3"	62	M72×3	62	Труб.2 1/2"	13
ВЭЖП63П	Труб.2 1/2"	72	M125×4	95	M125×4	24
ВЭЖП100П	Труб.3"	95	M125×4	146	M125×4	55

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Воскресенский В. А., Дьяков В. И.* Расчет и проектирование опор скольжения. М.: Машиностроение, 1980. 223 с.
2. *Голубев А. И.* Торцовые уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1974. 213 с.
3. *Лахнин В. В., Сацкий А. Г.* Насосные установки морских танкеров. Л.: Судостроение, 1967. 159 с.
4. *Лопастные насосы:* Сб./Под ред. Л. П. Грянко, А. Н. Папира. Л.: Машиностроение, 1975. 430 с.
5. *Майер Э.* Торцовые уплотнения.: Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1978. 287 с.
6. *Михайлов А. К., Малюшенко В. В.* Лопастные насосы: Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
7. *Певзнер Б. М.* Судовые центробежные и осевые насосы. Л.: Судпромгиз, 1958. 317 с.
8. *Певзнер Б. М.* Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1971. 383 с.
9. *Пыж О. А., Харитонов Е. С., Егорова П. Б.* Судовые винтовые насосы. Л.: Судостроение, 1969. 195 с.
10. *Системы судовых энергетических установок/Г. А. Артемов, В. П. Волошин, В. П. Шостак, А. Я. Шквар.* Л.: Судостроение, 1980. 319 с.
11. *Спасский К. Н., Шаумян В. В.* Новые насосы для малых подач и высоких напоров. М.: Машиностроение, 1973. 159 с.
12. *Справочник судового механика:* в 2 т./Под ред. Л. А. Грицаця. М.: Транспорт, 1973. т. 1. 493 с.
13. *Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/Под ред. Б. Б. Некрасова.* Минск.: Выш. шк., 1976. 415 с.
14. *Черкесский В. И., Романова Т. М., Кауль Р. Л.* Насосы, компрессоры, вентиляторы. М.: Энергия, 1968. 303 с.
15. *Черняевский С. А.* Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963. 241 с.
16. *Чиняев И. А.* Поршневые насосы. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 187 с.
17. *Чиняев И. А.* Лопастные насосы: Справ. пособ. Л.: Машиностроение, 1973. 184 с.
18. *Чиняев И. А.* Роторные насосы: Справ. пособ. Л.: Машиностроение, 1969. 219 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Аппарат направляющий переводной 119, 120
Блок подшипниковый 261, 262, 263
Влияние геометрии выхода рабочего колеса 167, 168, 169
Высота всасывания 24, 25, 230
Герметичный насос:
 с герметичной статорной полостью 37, 38, 97, 98
 с мокрым статором 38, 39
Гидравлическая характеристика 107
Кавитация 24, 109, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158, 159, 160, 161
Классификация насосов 25
Коэффициент:
 быстроходности 48, 106, 155
 грузоподъемности 252, 279
 кавитации 151
 полезного действия 112, 217
 — — гидравлический 24, 111, 112
 — — механический 24, 113
 — — объемный 24, 112
 расхода 113, 131, 279
 стеснения 116, 220
Лопасть рабочего колеса 111, 140, 145
Материалы:
 конструкционные 53, 65, 192, 199, 205, 206, 207, 213
 пар трения 255, 282, 311, 313, 314, 319, 320
 проточной части 349, 380, 381
 рабочих колес 349, 380
Метод расчета на кавитацию 158, 159, 160, 161
Мощность 24, 115, 118, 218
Муфта гибкая 40, 75, 81, 340
Напор:
 ступени 24, 28
 теоретический 110, 111
Насос:
 бессальниковый 37, 38, 39, 46, 97
 бустерный 14, 56
 конденсатный 11, 12, 13, 22, 52, 53
 масляный 11, 19, 20, 22
 осевой 22, 26, 64, 68, 140, 141, 142, 143, 144, 145, 146
 питательный 11, 13, 15, 22, 46, 47, 49, 50
 поршневой 22, 29, 183, 184, 185, 186, 187
 роторный 22, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 196, 197—214
 с гибкой муфтой 40, 75, 81
 с жестким соединением вала 40, 44, 45
 с механическим уплотнением вала 43
 центробежный 18, 22, 26, 60, 64, 76, 109
 циркуляционный 15, 66, 67, 68, 69
Обмотка статора 38, 39, 101
Отвод:
 — двухзаходный 138
 — кольцевой 124
 — лопаточный 123
 — спиральный 123, 126, 127
Параметр вращения 279
План скоростей 109
Подача:
 — действительная 176, 177, 184, 216, 239
 — номинальная 106, 107
Подвод 118, 119, 120, 121, 122, 123
Подшипник:
 гидростатический 276, 277, 280, 281
 качения 244, 245, 246
 Кингсбери 266, 267
 Митчела 266, 267
 опорный 261, 262
 осевой 244, 263, 264
 радиально-осевой 93, 244
 скольжения 244, 246, 247, 250, 252, 256, 257, 260
Потери в насосе:
 гидравлические 111, 112, 218
 механические 113, 218
 объемные 112
Проточная часть 114, 115, 116, 117, 118
Профилирование лопасти 117
Прочность насосного агрегата 322, 323, 324
Пята:
 гидродинамическая 264
 гидростатическая 129, 281
Рабочее колесо:

- двустороннего всасывания 43, 64, 129
- одностороннего всасывания 47
- осевое 26
- центробежное 26
- Разгрузка:
 - импеллерная 132
 - от осевых сил 78
 - от радиальных сил 138, 139
- Разгрузочное устройство 47, 52
- Расчет:
 - на кавитацию 158, 159
 - направляющего аппарата 124, 125, 126
- насосов 106
- подшипников 250, 251—260, 269—276
- проточной части 114, 115, 116, 117
- Силы:
 - осевые 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 229, 233
 - радиальные 133, 134, 135, 136, 137, 138, 139, 229
- Система масляная 11, 18, 20
- Схема бессальникового насоса 37, 38, 39
- Типы насосов 13, 22, 25
- Требования к насосам 22, 23, 47
- Угол атаки 116, 141
- установки лопасти 116
- Уплотнение вращающегося вала:
 - сальниковое 79, 283, 286, 290, 297
 - торцовое 79, 83, 93, 304, 305, 306
- Уравнения для напора 110
- Устойчивость работы насоса 162, 163, 164
- Характеристика:
 - гидравлическая 107, 161, 162, 171, 225, 230, 231
 - моментная 173

Предисловие	3
Глава 1. Насосы в составе судовых систем	4
1.1. Насосы общесудовых систем	4
1.2. Системы судовых энергетических установок	8
Глава 2. Классификация и конструктивные схемы насосов	22
2.1. Основные типы и параметры насосов	22
2.2. Лопастные насосы	26
2.3. Объемные насосы	29
2.4. Электронасосы	37
Глава 3. Конструктивные особенности лопастных насосов	39
3.1. Конструктивные модификации	40
3.2. Питательные насосы	46
3.3. Конденсатные насосы	52
3.4. Бустерные насосы	56
3.5. Водокольцевые насосы	58
3.6. Грузовые насосы	60
3.7. Доковые насосы	64
3.8. Циркуляционные насосы	66
3.9. Насосы общесудовых систем	70
3.10. Унификация узлов и деталей центробежных консольных насосов	75
3.11. Зарубежные центробежные консольные насосы	84
3.12. Бессальниковые герметичные насосы	97
3.13. Неисправности центробежных насосов	103
Глава 4. Методы расчета проточной части лопастных насосов	106
4.1. Основные параметры и характеристики насосов	106
4.2. Центробежные насосы	109
4.3. Подводящие устройства	118
4.4. Отводящие устройства	123
4.5. Осевые силы в центробежных насосах	127
4.6. Радиальные силы	133
4.7. Осевые насосы	140
4.8. Вихревые насосы	146
4.9. Кавитация	152
4.10. Совместная работа насосов на общую сеть	161
4.11. Влияние вязкости перекачиваемой жидкости на характеристики насосов	165
4.12. Воздействие на характеристику насоса	167
4.13. Вибрация на лопастных частотах в центробежных насосах с одинаковым числом лопастей колеса и лопаток отвода	170
4.14. Особые условия работы насосов	171
4.15. Струйные аппараты	179
Глава 5. Конструктивные особенности объемных насосов	183
5.1. Поршневые насосы	183
5.2. Роторные насосы	196

Глава 6.	Методы расчета объемных насосов	214
	6.1. Поршневые насосы	214
	6.2. Винтовые насосы	226
	6.3. Насосы с эксцентричным вытеснителем	237
	6.4. Шестеренные насосы	239
Глава 7.	Подшипниковые опоры	244
	7.1. Общие сведения	244
	7.2. Подшипники скольжения	247
	7.3. Радиальные подшипники скольжения	260
	7.4. Осевые подшипники	263
	7.5. Гидростатические подшипники (ГСП)	276
	7.6. Гидростатические осевые подшипники	280
	7.7. Выбор материалов для опор скольжения	282
Глава 8.	Концевые уплотнения	283
	8.1. Сальниковые уплотнения	283
	8.2. Конструкции сальниковых уплотнений	286
	8.3. Новые сальниковые набивки	297
	8.4. Надежность и долговечность сальниковых уплотнений	301
	8.5. Торцовые уплотнения	304
	8.6. Торцовые уплотнения для нейтральных и слабоагрессивных жидкостей	314
	8.7. Торцовые уплотнения для агрессивных жидкостей	319
Глава 9.	Расчет на прочность основных элементов центробежных насосов	322
	9.1. Расчет вала	323
	9.2. Расчет шпоночного и штифтового соединений	335
	9.3. Расчет рабочего колеса	336
	9.4. Расчет корпуса	338
	9.5. Подбор муфт	340
Глава 10.	Испытания насосного агрегата	341
	10.1. Задачи экспериментальной отработки	341
	10.2. Отработка проточной части	342
	10.3. Отработка подшипниковых опор	346
	10.4. Система измерений при испытании насосов	347
Приложение 1.	Конструкционные материалы	349
	Стали	349
	Чугуны	360
	Цветные антифрикционные сплавы	361
	Порошковые материалы	366
	Древесно-слоистые и синтетические материалы	371
	Резины	373
	Прокладочные материалы	374
	Сальниковые набивки	378
Приложение 2.	Конструкционные материалы основных деталей насосов	379
Приложение 3.	Данные о насосах различных марок	382
	Список литературы	426
	Предметный указатель	427

Справочное издание

Будов Вячеслав Михайлович

СУДОВЫЕ НАСОСЫ

Справочник

Заведующий редакцией *Ю. И. Смирнов*

Редактор *Л. А. Турандина*

Художник *В. В. Семенов*

Художественный редактор *В. Е. Корнилов*

Технический редактор *Т. Н. Павлюк*

Корректоры: *Т. С. Александрова, С. Н. Маковская*

ИБ № 1338

Сдано в набор 11.12.87. По подписано в печать 14.04.88. М-27615. Формат 60×90^{1/16}.
Бумага ки.-журнальн. сыктъв. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ.
л. 27,0. Усл. кр.-отт. 27,0 Уч.-изд. л. 29,8. Тираж 8500 экз. Изд. № 4207—86.
Заказ 1684. Цена 1 р. 80 к.

Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Отпечатано с набора Ленинградской типографии № 6 ордена Трудового
Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им.
Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете
СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 193144.
г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10 в Ленинградской типографии № 4 ордена
Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая
книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.