

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

«Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле»

для студентов специальности 21.05.06 Нефтегазовая техника и технология
специализация Техника и технологии производства сжиженного природного газа,
транспортировки и распределения

Ставрополь 2026 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Практическое занятие 1.

Изучение принципа работы и конструкции основных узлов центробежных насосов

Практическое занятие 2.

Изучение конструкции основных типов центробежных насосов

Практическое занятие 3.

Расчет основных параметров поршневых насосов

Практическое занятие 4.

Изучение типов и конструкций гидравлических забойных двигателей

Практическое занятие 5.

Изучение типов и конструкций винтового забойного двигателя

Практическое занятие 6.

Расчет параметров ВЗД

Практическое занятие 7.

Изучение типов и конструкций поршневых компрессоров

Практическое занятие 8.

Расчет основных параметров поршневых компрессоров

Практическое занятие 9.

Пересчет характеристики центробежных насосов для вязких жидкостей

Список рекомендуемой литературы

Практическое занятие № 1

ИЗУЧЕНИЕ ПРИНЦИПА РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Цель работы: Изучение вариантов конструкции центробежных насосов.

Общая конструктивная схема центробежного насоса

Центробежные насосы относятся к классу динамических машин, в которых механическая энергия, подводимая к насосу от приводящего его двигателя, преобразуется в энергию потока с помощью лопастного колеса.

Основное отличие их от других динамических машин состоит в направлении движения потока жидкости относительно оси ротора насоса. Это движение в центробежных насосах происходит преимущественно в плоскости нормальной к оси насоса - по радиусу рабочего колеса, что способствует воздействию на жидкость, находящуюся в рабочем колесе, центробежных сил.

Конструктивные схемы всех центробежных насосов принципиально аналогичны. На рисунке 1.1 представлена самая общая схема подобных насосов, которая на практике реализована в конструкции консольного насоса.

В общем случае насос состоит из двух основных частей: вращающегося ротора и неподвижного корпуса (статора).

Главными составляющими ротора являются вал насоса 1, на которое насажено лопастное рабочее колесо 2, приводящее поток в движение.

Корпус насоса объединяет устройства, служащие для подвода жидкости к лопастному колесу (подвод 3) и отвода потока от него (отвод 4). Отвод, кроме того, предназначен для преобразования кинетической энергии потока, выходящего из колеса в потенциальную (давление). Подвод и отвод могут иметь различное конструктивное исполнение. На рисунке 1.1 приведено одно из таких решений.

Насос имеет два уплотнения - переднее и концевое. Переднее уплотнение служит для уменьшения обратного возврата жидкости из области нагнетания (на выходе колеса) в область всасывания (на входе колеса) и размещается на входе колеса в пространстве между колесом и корпусом насоса - поз. 5 на рисунке 1.1. Зазор в уплотнении выполняется возможно малым, вследствие чего утечка (обратный ток жидкости) сводится к минимуму.

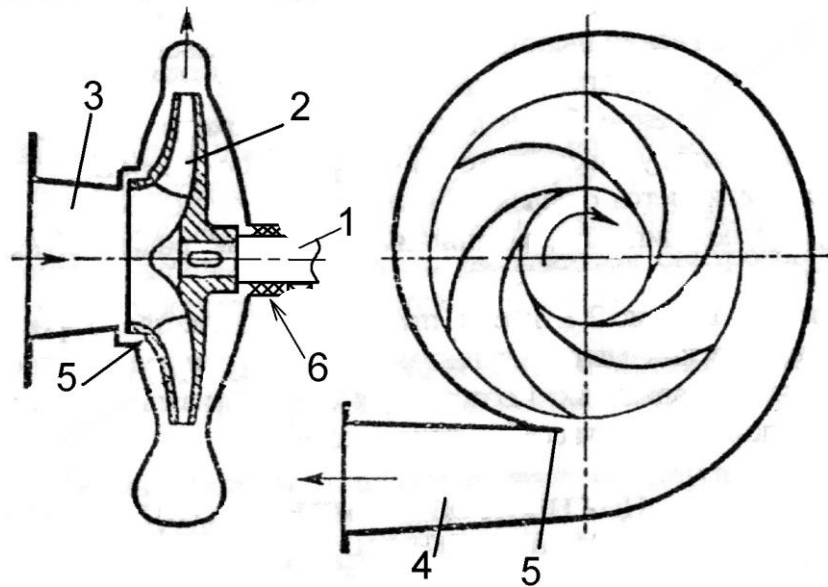


Рисунок 1.1 - Схема центробежного насоса консольного типа

Концевое уплотнение 6 находится в месте выхода вала из корпуса насоса и предотвращает утечки жидкости через данное отверстие.

Вал насоса соединяется с валом двигателя посредством муфты. Опорой для вала служат подшипники, воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузки. В насосах используются подшипники качения (шариковые, роликовые) и скольжения. Для уменьшения трения и предотвращения разрушения подшипники качения смазываются консистентной (солидол, технический вазелин) либо жидкой (автол, турбинное масло) смазкой. В последнем случае для размещения подшипника делается специальная камера (масляная ванна), куда заливается масло. Подшипники скольжения с баббитовыми вкладышами смазываются жидким маслом, а с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами — водой, для чего используется чистая вода без примеси песка или других абразивных включений.

Изображенный на рисунке 1.1 насос приведен в качестве характерного примера гидравлических машин данного типа. На практике встречаются насосы в различных вариантах. Поэтому для систематизации конструктивных решений используется классификация насосов.

Классификация центробежных насосов по техническим характеристикам

Одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в насосах с различным числом оборотов. Естественно, что конструкция рабочих колес и всех элементов проточной части насоса, равно как и их размеры, при этом меняются. Для сравнения лопастных насосов различных типов пользуются коэффициентом быстроходности, который является своеобразным критерием подобия насосов. Коэффициентом быстроходности насоса n_s , называется

частота вращения абстрактной модели насоса (во всем подобной данному насосу), которая, создает напор равный 1 м при подаче 0,075 м³/ч (или при полезной мощности в 1 л.с.)

Численное значение n_s определяется по формуле:

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

где n - частота вращения ротора насоса, об/мин;

Q - подача насоса (для насосов двухстороннего входа вместо Q следует принимать $Q/2$), м³/с;

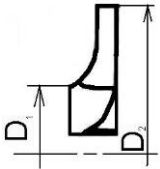
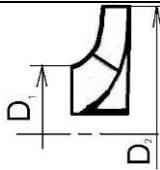
H - напор, развиваемый насосом (для многоступенчатых насосов вместо напора насоса следует принимать напор одной ступени - H/k , где k - количество ступеней в насосе), м.

Коэффициент быстроходности является важным универсальным показателем, который дает общую интегральную оценку насосу. В насосах с одинаковыми значениями n_s все гидродинамические процессы теоретически подобны.

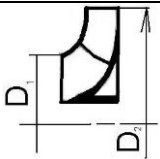
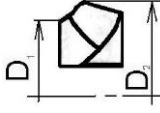
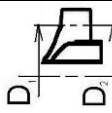
В силу отмеченного, коэффициент n_s может использоваться в качестве одного из признаков классификации насосов. В таблице 1.1 приведена такая классификация лопастных насосов. Согласно этой классификации центробежные насосы подразделяются на три группы - *тихоходные, нормальной быстроходности, быстроходные*.

В литературе к центробежным насосам иногда относят *диагональные* насосы, которые также охарактеризованы в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Вид насоса	Коэффициент быстроходности	Эскиз рабочего колеса	Отношение D_1/D_2	Форма лопатки
1	2	3	4	5
Центробежный тихоходный	50-80		2,5-3	Цилиндрическая
Центробежный нормальный	80-150		2	Пространственная на входе, цилиндрическая на выходе

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5
Центробежный быстроходный	150-350		1,4-1,8	Пространственная
Центробежный полуосевой (диагональный)	350-500		1,1-1,2	Пространственная
Осевой	500-1500		1	Пространственная

Технические характеристики насосов тесно связаны с их конструкцией. Об этом свидетельствует тот факт, что с увеличением быстроходности насоса диаметр рабочего колеса уменьшается.

Классификация центробежных насосов по конструктивным признакам

Центробежные насосы отличаются друг от друга по следующим основным конструктивным признакам:

- по расположению оси вращения ротора в пространстве;
- по конструкции рабочего колеса;
- по расположению рабочего колеса на валу насоса относительно опор;
- по количеству ступеней;
- по конструкции корпуса;
- по способу уплотнения корпуса насоса в месте выхода из него вала (концевые уплотнения);
- по способу уплотнения рабочего колеса.
- по наличию и способам осуществления гидравлической разгрузки ротора насоса от осевых сил;

По расположению оси вращения ротора в пространстве насосы бывают горизонтальными и вертикальными. При вертикальном расположении экономится площадь, занимаемая насосным агрегатом и, в некоторых случаях, облегчается монтаж трубопроводов.

По конструкции рабочего колеса насосы могут быть с колесами закрытого (рисунок 1.2 а) полуоткрытого (рисунок 1.2 б) и открытого (рисунок 1.2 в) типов.

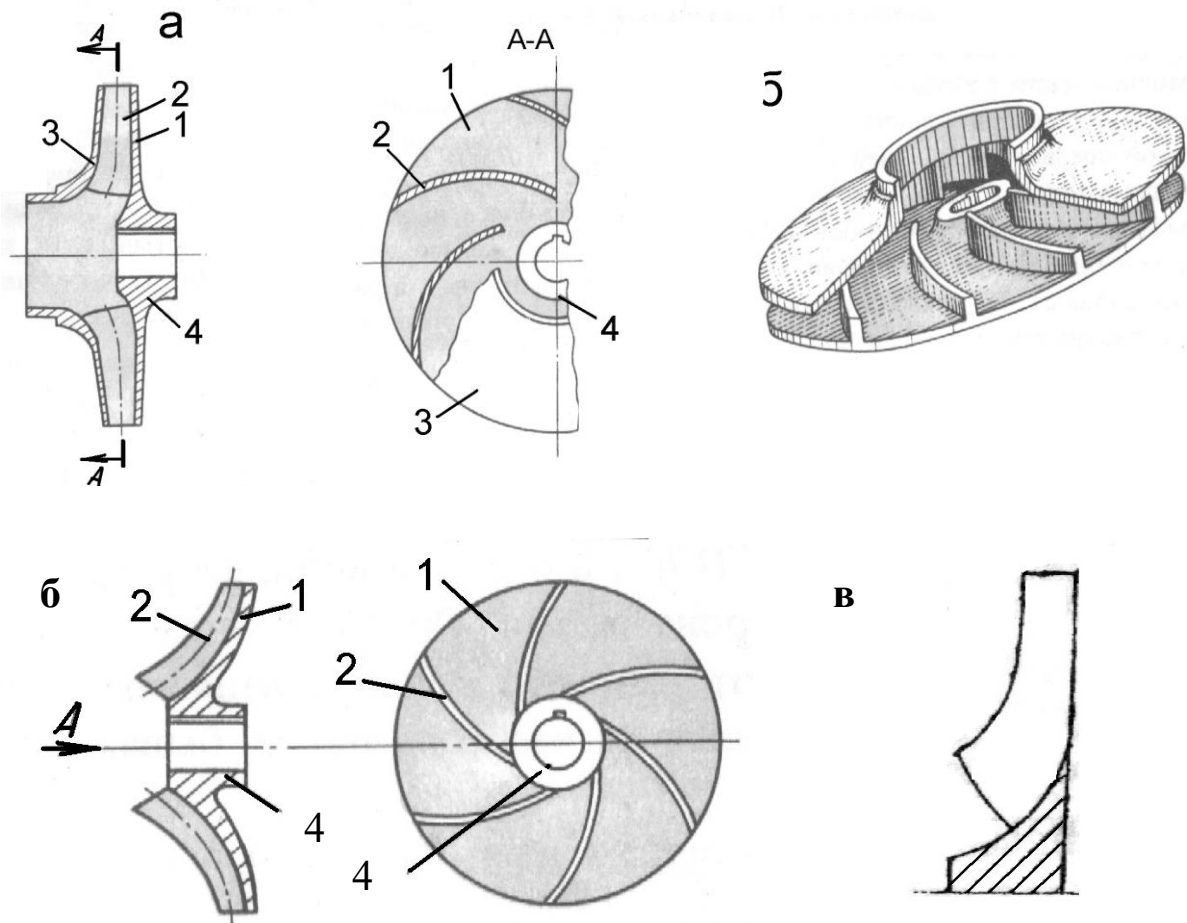


Рисунок 1.2 – Варианты рабочих колес центробежного насоса:
 а - закрытого типа с односторонним входом (разрез и общий вид)
 б – полуоткрытого типа; в – открытого типа
 1-внутренний (задний) диск, 2-лопатки, 3- передний диск, 4-ступица

В первом случае (рисунок 1.2 а) рабочее колесо имеет два диска - задний 1 или основной со ступицей 4, имеющей шпоночный паз для крепления колеса на валу и передний 3; между дисками расположены лопатки 2. В полуоткрытых колесах передний диск отсутствует. У открытых колес дисков нет, а лопатки крепятся непосредственно к ступице.

Кроме отмеченных типов имеются колеса с *двухсторонним подводом* жидкости (рисунок 1.3). Колесо с двухсторонним входом имеет один основной диск 1 и два передних 3, расположенных с обеих сторон основного.

Рабочие колеса у большей части центробежных насосов выполняются цельнолитыми из бронзы, стали или чугуна. Лопасти имеют цилиндрическую (лопасти располагаются нормально к дискам колеса) или пространственную форму. Число их зависит от назначения и конструкции

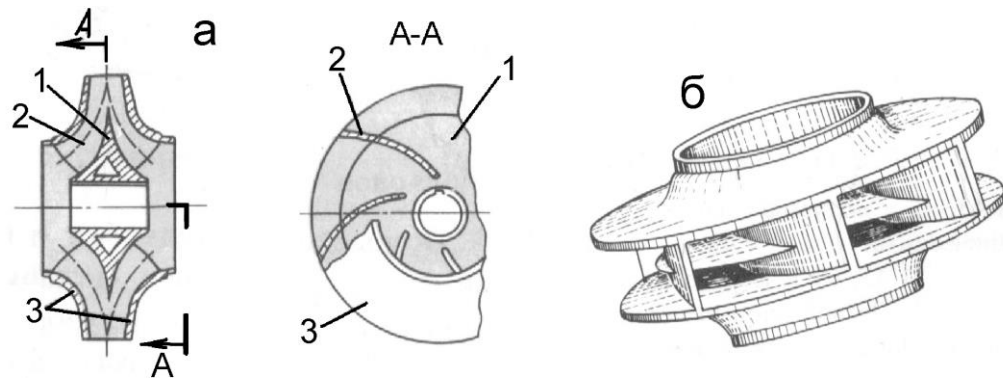


Рисунок 1.3 - Рабочее колесо с двусторонним подводом.
1-внутренний диск со ступицей, 2-лопатка, 3- передние диски.

рабочего колеса и может колебаться от 2 до 12. Форма и размер рабочих колес определяются гидродинамическим расчетом с учетом опыта конструирования ранее разработанных насосов.

Колеса открытого типа имеют преимущества: уменьшение дисковых потерь, простота литья и доступность очистки каналов насосов; при заклинивании ротора из-за отложения песка между стенками колес и секциями насоса он легко освобождается от песка при помощи увеличения зазора между лопатками колеса и стенками корпуса насоса.

Недостаток открытых и полуоткрытых колёс - перетоки жидкости из одного межлопастного канала в другой через зазор между колесом и корпусом.

По расположению рабочего колеса на валу насосы бывают *консольными* и *со средним расположением колеса*. У консольных насосов рабочее колесо расположено вне опор вала на консоли (рисунок 1.1). У насосов со средним расположением колеса оно размещается в средней части вала между опорами. Насосы со средним расположением колеса выпускаются, как правило, большей мощности и чаще используются для транспортировки больших объемов жидкости.

Преимуществом консольных насосов является большая компактность и простота. В связи с этим они получили широкое распространение во всех вспомогательных системах насосных и компрессорных станций.

По количеству ступеней, насосы делятся на *одно-, двух-, трех-* и более ступенчатые насосы. Под количеством ступеней подразумевается количество колес, через которые последовательно проходит жидкость в насосе. На рисунке 1.4 приведена схема 4-х ступенчатого насоса.

Многоступенчатые насосы необходимы для получения больших напоров от одного насоса. Напор, создаваемый многоступенчатым насосом равен сумме напоров отдельных колес. С целью унификации оборудования все колеса многоступенчатого насоса выпускаются, как правило,

одинаковыми, поэтому напор, создаваемый такими насосами может определяться по зависимости $H = kH_i$, где H_i - напор одной ступени насоса, k - число ступеней.

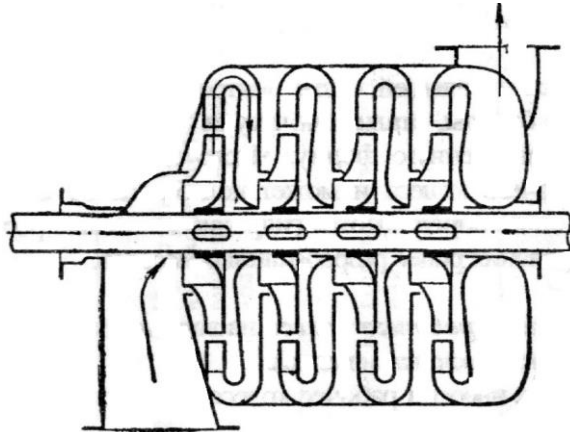


Рисунок 1.4 - Схема 4-ступенчатого секционного насоса.

Применение нескольких лопастных колес в одном насосном агрегате значительно расширяет область использования таких насосов и позволяет эксплуатировать их в различных условиях. Например, при существенных изменениях в объемах добычи и транспорта нефти. Такая особенность многоступенчатых насосов находит свое применение на насосных станциях нефтепромыслов и в трубопроводном транспорте.

По конструкции корпуса насосы подразделяются в зависимости от способа разъема корпуса и по конструкции подвода и отвода.

Корпуса насосов представляют собой стальные отливки сложной формы с отводами, подводами и переводными каналами, имеющими высокую чистоту поверхности проточной части. Вся внутренняя полость корпуса насоса находится под давлением, поэтому его механическая прочность проверяется гидравлическими испытаниями. В корпусе насоса предусматриваются отверстия для выпуска воздуха при заполнении насоса перекачиваемой жидкостью и для слива жидкости при разборке насоса. Для насосов, работающих при высоких давлениях и температурах, предусматривается установка дополнительного наружного корпуса. Отводы у центробежных насосов конструктивно объединены с корпусом насоса. Они предназначены для отвода жидкой среды, выбрасываемой рабочим колесом в напорный трубопровод. Части корпуса насоса крепятся между собой шпильками и уплотняются прокладками.

По разъему корпуса насосы могут быть с разъемом корпуса в горизонтальной плоскости и с разъемом корпуса в вертикальной плоскости.

Подвод (подводящее устройство) устанавливается на всасывающей стороне насоса. Он обеспечивает вход жидкой среды во всасывающую полость рабочего колеса с наименьшими гидравлическими потерями.

У центробежных насосов применяют две конструктивные схемы

всасывающего устройства - осевой подвод и боковой.

Осевые подводы применяют в консольных и во многих вертикальных насосах. Они могут быть цилиндрическими (рисунок 1.5 а), коническими конфузорными (б) и коническими диффузорными (в). Осевой ввод выполняют в виде патрубка, отлитого за одно целое с передней крышкой насоса.

Боковые подводы имеют три конструктивные разновидности – с симметричным кольцевым подводом, не создающим момент скорости на входе в колесо (рисунок 1.5 г); полуспиральным, создающим определенный момент скорости на входе в колесо (рисунок 1.5 д); лопаточным подводом (рисунок 1.8, поз.3).

Наименьшие гидравлические потери обеспечивает осевой ввод, однако он увеличивает габариты насоса в осевом направлении и поэтому используется у насосов небольших размеров. Боковой подвод конструктивно более компактен, но обладает большими гидравлическими потерями. Используется в многоступенчатых насосах. Кольцевой подвод часто встречается в грунтовых, шламовых насосах. Он проще в изготовлении, но т.к. при обтекании вала создает неравномерное поле скоростей (образуются «мертвые зоны») снижает к.п.д. насоса. Полуспиральные подводы делают у насосов с колесами двухстороннего входа и у некоторых типов многоступенчатых насосов. Они имеют лучшие технико-экономические показатели и почти не уступают насосам с осевым подводом.

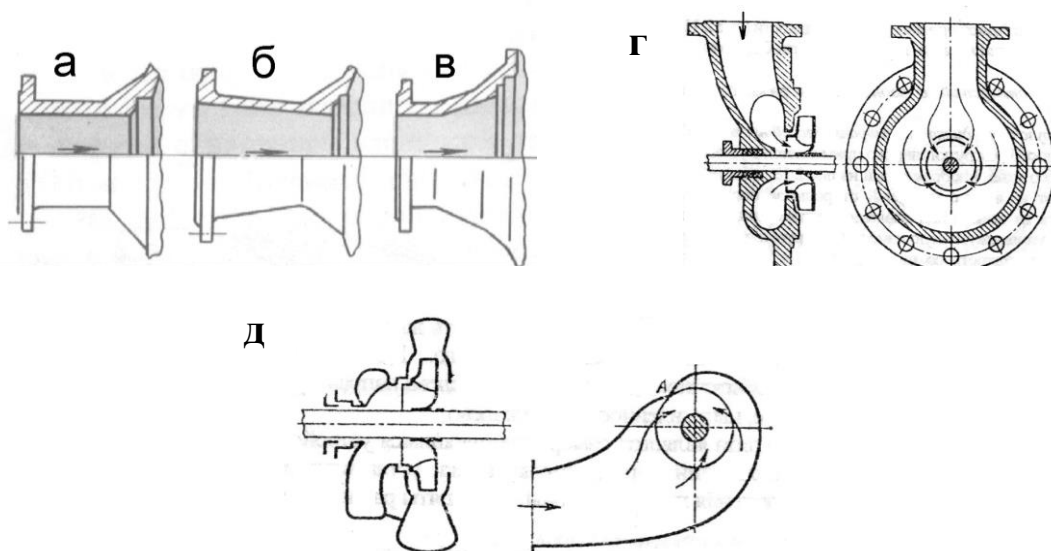


Рисунок 1.5 – Типы подводов.

По конструкции отвода насосы могут быть спиральными и секционными.

Спиральными насосами принято считать те насосы, корпус которых содержит спиральный отвод жидкости. Последний представляет собой канал, расположенный по окружности рабочего колеса с постепенно расширяющимся сечением, который в конце переходит в диффузор (рисунок

1.6 а), заканчивающийся нагнетательным патрубком насоса. Благодаря такой форме спирального отвода в нем происходит постепенное торможение потока и преобразование в результате этого кинетической энергии потока в потенциальную энергию или давление. Спиральный отвод применяют в основном в одноступенчатых насосах с односторонним и двухсторонним входом жидкости и в некоторых многоступенчатых насосах. Каналы спиральных отводов выполняются с формами сечений, показанными на рисунке 1.6 в.

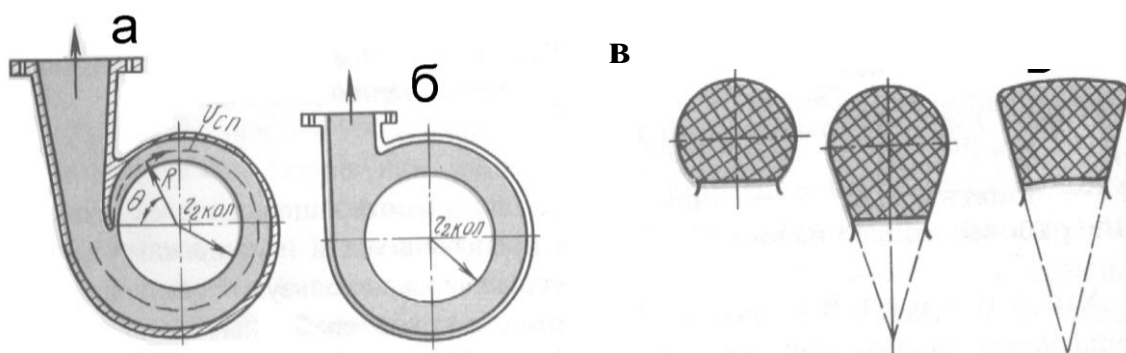


Рисунок 1.6 – Схемы отводов

Спиральные отводы обладают наименьшими гидравлическими потерями и предназначены для подачи чистых жидких сред. Насосы для перекачивания жидкостей с механическими включениями, оборудуются отводами кольцевого типа с постоянной площадью поперечного сечения. (рисунок 1.6 б).

У насосов секционного типа корпус (рисунок 1.7) состоит из входной секции 1, промежуточных секций 2, напорной секции 4. Секции стянуты болтами 3. Герметичность секционного корпуса в стыках обеспечивается резиновыми кольцами круглого сечения и плотными контактами поверхностей смежных деталей. Такие корпуса используют преимущественно для многоступенчатых насосов, что позволяет легко изменять количество ступеней в насосе и режим его работы.

У секционных многоступенчатых насосов отвод жидкой среды от рабочего колеса осуществляется с помощью неподвижного направляющего аппарата. По конструкции направляющие аппараты можно разделить на 2 группы: с кольцевым безлопаточным пространством (рисунок 1.8 а) и с непрерывными каналами (рисунок 1.8 б).

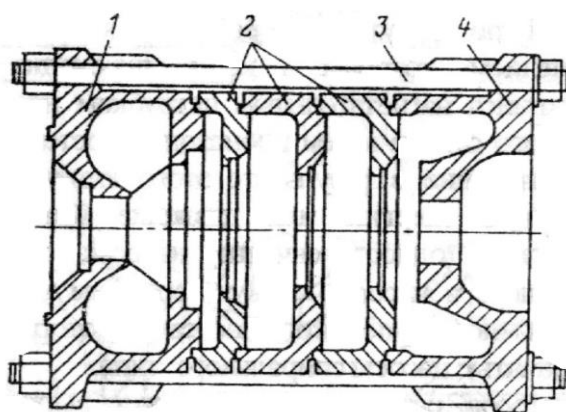


Рисунок 1.7.Секционный корпус.

Первый тип (рисунок 1.8 а) состоит из лопаточного направляющего отвода с диффузорными каналами 1, кольцевого безлопаточного пространства 2 и лопаточного подвода к следующему рабочему колесу 3. Число лопаток направляющего аппарата такое же, как у рабочего колеса или отличается на единицу.

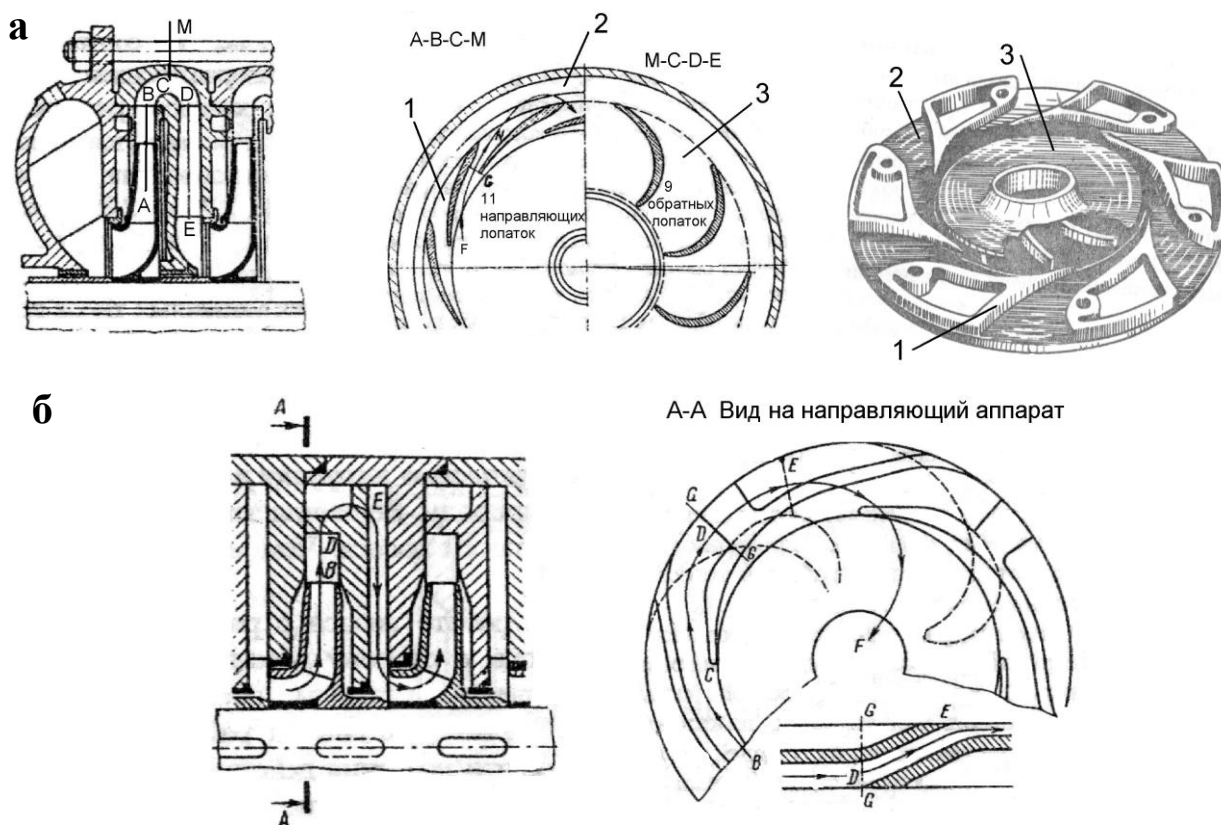


Рисунок 1.8 – Варианты направляющих аппаратов:

а - с кольцевым безлопаточным пространством (разрез и схема работы; общий вид направляющего отвода); б - с непрерывными каналами
Аппарат с непрерывными каналами (рисунок 1.8 б) имеет меньшие

гидравлические потери энергии, т.к. не имеет безлопаточного кольцевого пространства и на всём пути от периферии рабочего колеса до колеса следующей ступени поток проходит по сплошному непрерывному каналу

Для **уплотнения вала** насоса в местах выхода его из корпуса предусматриваются концевые уплотнения. Их основное назначение - предотвращение утечек перекачиваемой жидкости из насоса, недопущение попадания воздуха в насос при его работе с разрежением на входе, обеспечение охлаждения вала при перекачивании горячих жидкостей для предупреждения нагрева шеек вала в подшипниках.

Концевые уплотнения разделяются на *контактные, бесконтактные* и комбинированные.

Контактные уплотнения делятся на манжетные (рисунок 1.9 а), сальниковые (рисунок 1.9 б, в) и торцовые уплотнения (рисунок 1.10).

Манжетное уплотнение представляет собой уплотнительное кольцо, укрепленное с натягом на валу и неподвижно связанное с корпусом насоса. Кольцо выполняется из эластичного материала и часто имеет сложное сечение с выступающей рабочей кромкой, которая прижимается к валу, кольцевой или спиральной пружиной 3. Существуют варианты, когда пружина отсутствует, а также варианты, когда кольцо имеет простое сечение в виде круга и прямоугольника

В общем случае манжетное уплотнение состоит из полки 5, фланца 8, ножки 4 и рабочей кромки 2, образуемой передней и задней кромками. Для придания необходимой упругости манжеты, полка и фланец армируются металлическим каркасом 6. Манжеты изготавливают из резины или пластмассы.

Основными недостатками манжетного уплотнения являются малая долговечность, ограничение температурного режима работы и незначительный перепад давления, удерживаемый манжетой.

Конструктивное оформление *сальниковых уплотнений* может быть различным. Простейшее сальниковое уплотнение (рисунок 1.9 б) состоит из корпуса 2, уплотнительного элемента 3, нажимной втулки 4 и вспомогательных деталей. В качестве уплотнительного элемента используется волокнистая набивка (промасленные пенька, хлопчатобумажный шнур, асбестовый шнур и т.д.), эластичная набивка из прорезиненных материалов, а также свинцовая, оловянная и алюминиевая стружка. Набивка устанавливается в гнезде корпуса и при вращении вала остается неподвижной, скользя по валу. Для достижения лучшей герметичности набивка уплотняется нажимной втулкой с помощью болтов 5. Чтобы предотвратить выдавливание набивки, устанавливается грундбукса 1.

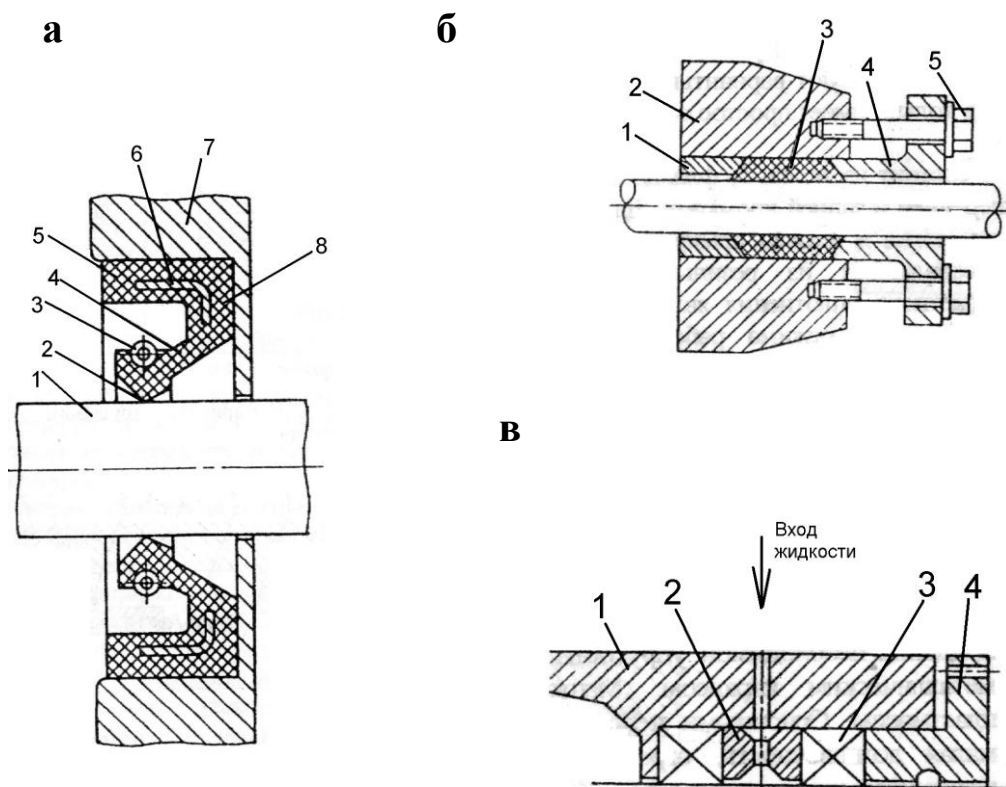


Рисунок 1.9 – Варианты манжетного и сальникового уплотнений

На рисунке 1.9 в изображено сальниковое уплотнение с гидравлическим затвором. Использование гидравлического затвора позволяет исключить подсос воздуха в рабочую полость насоса при образовании там вакуумметрического давления. Кроме того, в подобных уплотнениях обеспечивается хорошая смазка сальниковой набивки, отвод тепла и сокращаются потери на трение.

При исправном сальниковом уплотнении через него должно протекать некоторое количество жидкости, служащей для смазки набивки и отвода части тепла, выделяющегося при трении. Через сальник должно просачиваться 60-80 капель в минуту (до 1% подачи насоса). Меньшее просачивание может привести к перегреву уплотнения. Вытекающая жидкость отводится в дренажную линию.

Достоинство такого уплотнения - простота, недостаток - малый срок службы, необходимость ухода (подтяжка, перенабивка), непригодность при окружных скоростях свыше 30 м/с.

В *торцовых уплотнениях* (рисунок 1.10) уплотняющая поверхность располагается в плоскости перпендикулярной к оси вращения вала насоса.

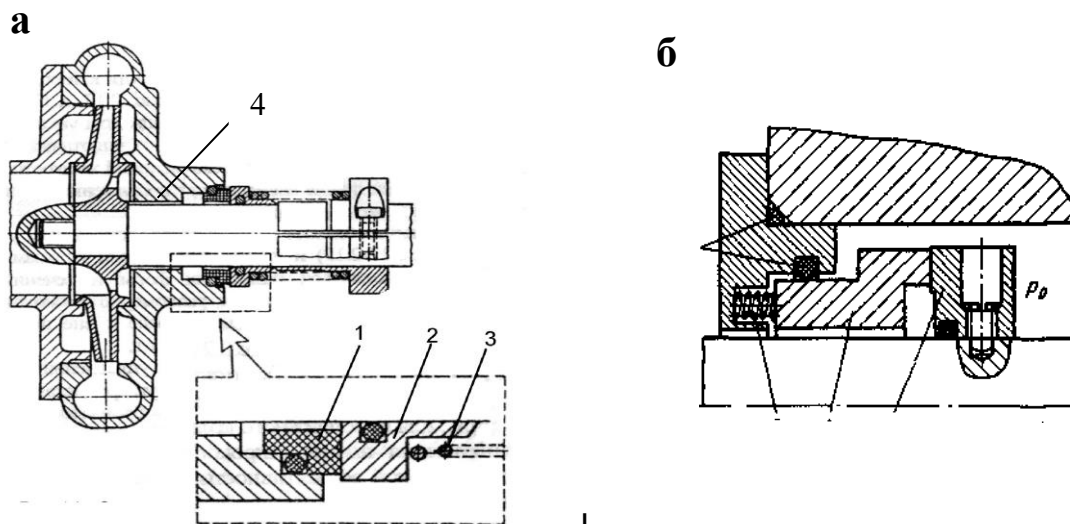


Рисунок 1.10 – Варианты торцовых уплотнений.

Основными элементами торцевого уплотнения (рисунок 1.10 а) являются подвижный 2 и неподвижный 1 контакты, которые выполняются в виде колец, охватывающих вал насоса, но расположенных с некоторым зазором по отношению к валу. Неподвижный контакт крепится непосредственно к корпусу. Подвижный устанавливается на вал с помощью резинового кольца, которое препятствует протечке жидкости между подвижным контактом и валом, но позволяет подвижному контакту свободно перемещаться по валу в осевом направлении. Вращающийся и подвижный в осевом направлении контакт прижимается к неподвижному посредством пружины. Герметичность данного типа уплотнения обеспечивается за счет тщательной шлифовки соприкасающихся поверхностей контактов и их взаимной приработке, а также за счет пружины, прижимающей контакты друг к другу. Такова общая схема торцевого уплотнения.

С точки зрения конструкции и технологии изготовления торцовые уплотнения более сложные, чем сальниковые и имеют многочисленные конструктивные разновидности. Они бывают одинарными или двойными; одноступенчатыми или двухступенчатыми; с внешним или внутренним подводом жидкости к торцевой щели; уплотнения, разгруженные и неразгруженные, в зависимости от отношения давления на контактных поверхностях к уплотняемому давлению и т.д.

В некоторых конструкциях уплотнений для сжатия колец используется сила давления уплотняемой жидкости. Контакты могут прижиматься пружиной, прикрепленной на валу и вращающейся вместе с ним (рисунок 1.10 а), - уплотнение с вращающимся аксиально-подвижным узлом и пружиной, прикрепленной к корпусу (неподвижный контакт фиксируется относительно корпуса через пружину) - уплотнения с не вращающимся аксиально-подвижным узлом (рисунок 1.10 б).

Жесткий неподвижный элемент уплотнения, как рекомендуется

выполнять из твердого материала. Подвижный в осевом направлении элемент - из твердого металла с клейкой из более мягкого материала (графита, керамики, бронзы).

Торцовые уплотнения нашли широкое применение в центробежных насосах, благодаря следующим преимуществам по сравнению с сальниковыми уплотнениями:

- минимальные утечки и потери мощности (при исправном торцовом уплотнении утечка жидкости не превышает 10 капель в минуту или $0,2 \div 10 \text{ см}^3/\text{час}$);

- малая чувствительность к смещениям и биениям вала (работают даже при повышенной вибрации);
- имеют большую долговечность и более широкую зону работы по давлению и окружной скорости;
- практически не требуют ухода, что способствует автоматизации насосных установок;
- меньшие габариты, возможность работы в любых средах.

Торцовые уплотнения чувствительны к твердым частицам, содержащимся в перекачиваемой жидкости, попаданию которых можно препятствовать подачей чистой запирающей жидкости от постороннего источника в зону уплотнения.

В комбинации с контактными концевыми уплотнениями вала используют *бесконтактные уплотнения*. Бесконтактные уплотнения в высокооборотных насосах могут применяться и как самостоятельные концевые уплотнения.

Бесконтактные уплотнения бывают щелевыми (рисунок 1.10, поз.4), лабиринтными и динамическими.

В уплотнениях щелевого типа вращающиеся уплотняющие детали (втулки) не соприкасаются. Радиальный зазор в щели равен $0,25 \div 0,3 \text{ мм}$. Необходимую длину щели определяют расчетом по перепаду давления. Для увеличения сопротивления щели на вращающейся втулке могут быть нарезаны кольцевые канавки. Большему уменьшению утечек также способствует использование лабиринтных уплотнений - разновидность щелевых уплотнений, состоящая из ряда чередующихся узких щелей и расширительных камер (рисунок 1.12 б).

Мощность, расходуемая на механические потери в уплотнениях щелевого типа, существенно меньше мощности, расходуемой на потери в сальниках.

Примером динамического уплотнения является винтоканавочное уплотнение (рисунок 1.11а). В корпусе 1 вращается вал 2 с выполненной на нем винтовой нарезкой. При вращении вала возникает осевая сила давления винтовой нарезки на жидкость, которая действует в сторону противоположную приложенному перепаду давления, предотвращая утечку. Благодаря простоте, долговечности и высокой надежности данное

уплотнение получило широкое применение. Недостатком данного уплотнения является нереверсивность и отсутствие уплотняющего действия при остановке вала.

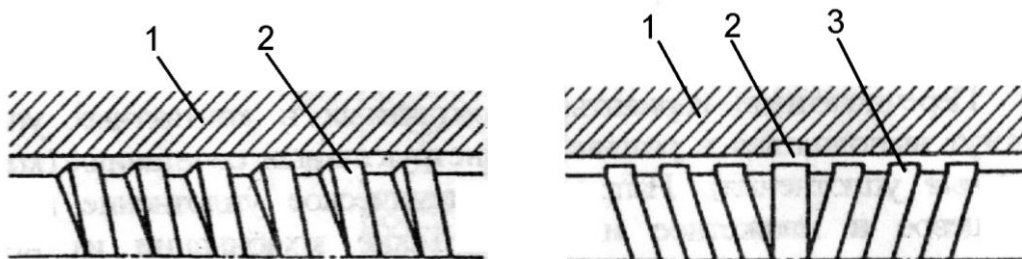


Рисунок 1.11 – Винтоканавочное уплотнение:

а – одинарное; б – двойное

Все элементы бесконтактных уплотнений могут быть изготовлены из низкоуглеродистых сталей. Вкладыши изготавливают из антифрикционных материалов: оловянистых бронз, пластмасс и т.п.

Перечисленные варианты бесконтактных и контактных уплотнений могут выполняться в различных конструктивных сочетаниях. Например, динамическое уплотнение и торцевое; торцевое и манжетное и другие. Такие комбинации могут обеспечить почти полную герметизацию корпуса.

Для уменьшения внутренних утечек жидкости в насосе с выхода рабочего колеса на его вход используют передние **уплотнения рабочих колес** (рисунок 1, поз.5). В ступенях многоступенчатых насосов предусматриваются межступенные уплотнения.

Внутренние уплотнения чаще выполняются щелевыми. Пример переднего уплотнения рабочего колеса щелевого типа изображен на рисунке 1.12 а. В корпусе насоса 1 неподвижно устанавливается уплотнительное кольцо 2 с буртиком. Кольцо в продольном и радиальном направлении фиксируется штифтом. Наличие съемного уплотнительного кольца необходимо, потому что поверхности уплотнений подвергаются сильному износу в результате быстрого движения жидкости в зазоре. Осевой зазор s_2 устанавливается значительно больше радиального s_1 между уплотнительным кольцом и выточкой рабочего колеса 3.

На рисунке 1.12 б показаны разновидности лабиринтных уплотнений рабочего колеса, имеющих большую эффективность. Однако они имеют более высокую сложность в изготовлении и при определенных условиях могут служить источником дополнительной вибрации ротора.

В некоторых случаях передние уплотнения рабочих колес выполняют контактными.

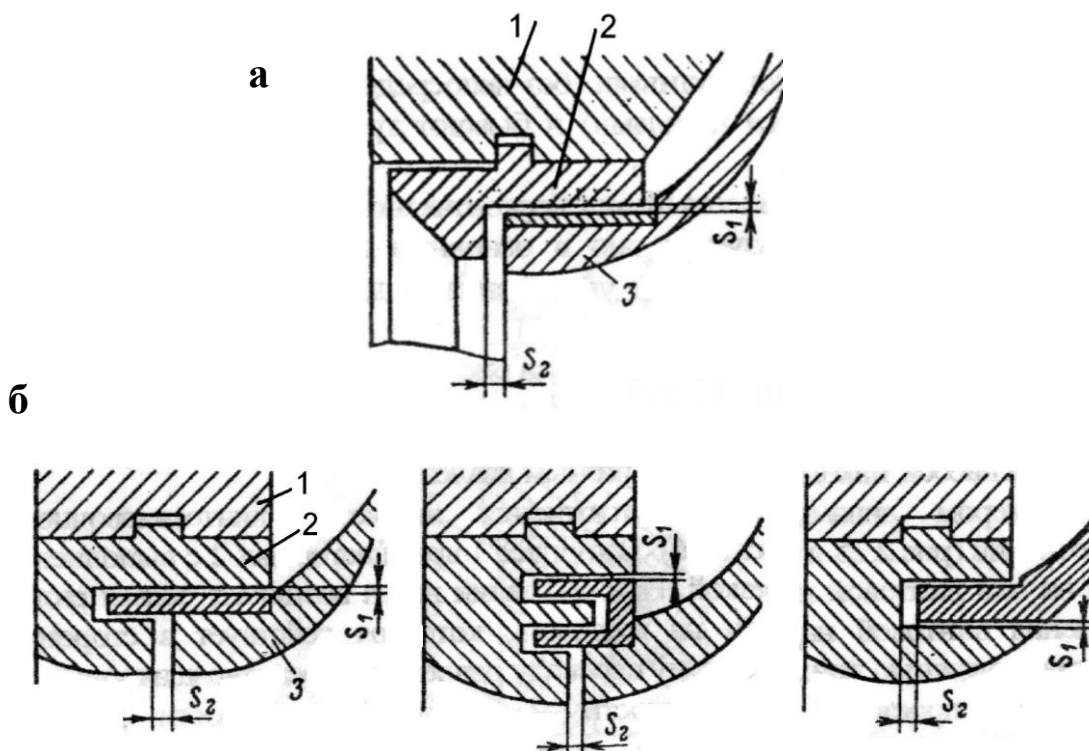


Рисунок 1.12 - Варианты передних уплотнений рабочих колес
1 - корпус; 2 - неподвижное уплотнительное кольцо; 3 - рабочее колесо

Центробежные насосы, как правило, имеют *гидравлическую разгрузку ротора от осевых сил*, имеющих гидродинамическую природу. Величина этих сил зависит от конструкции рабочего колеса и мощности насоса. Чем мощнее насос, тем эти силы больше.

Осевая гидравлическая сила возникает при работе насоса с рабочим колесом одностороннего входа и направлена в сторону всасывания. Причиной возникновения осевой силы является, главным образом, неодинаковость сил давления, действующих справа и слева на рабочее колесо и неодинаковость площадей, на которые эти давления действуют с обеих сторон (площадь заднего диска рабочего колеса больше площади переднего диска).

В результате дисбаланса сил, приложенных к колесу, колесо, а вместе с ним и вал насоса, к которому оно крепится, смещается в сторону всасывания. Смещение происходит со значительной силой, которая воспринимается подшипниками и корпусом насоса. Во избежание их разрушения они усиливаются, а это приводит к усложнению и удорожанию конструкции. Этого можно избежать, если дисбаланс сил уменьшить или полностью ликвидировать с помощью гидравлической разгрузки ротора.

В одноступенчатых насосах применяют следующие способы уравнивания осевых сил:

1. Использование колес с двухсторонним входом жидкости (рисунок 1.13 а). Теоретически осевое усилие в этом случае полностью уравнивается.

Но неточность изготовления и неравномерный износ могут вызвать осевую силу, которая воспринимается упорным подшипником.

2. Применение *симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса* (рисунок 1.13 б). Щелевые уплотнения выполняют на одном диаметре. Полости А и В для выравнивания давления могут сообщаться либо через отверстия в основном диске, либо при помощи отводящей трубки (показано штриховыми линиями). В последнем случае отверстия в диске не выполняют. При таком уравнивании на 3-5% снижается к.п.д. насоса из-за увеличения объемных потерь и нарушения структуры потока на входе утечками через отверстия.

3. Выполнением *радиальных импеллеров на внешней стороне заднего диска*, снижающих давление в задней пазухе (рисунок 1.13 в). Такой способ часто применяют для насосов, перекачивающих загрязненные жидкости. Одновременно они снижают давление перед концевым уплотнением. Применение импеллеров связано с дополнительной затратой мощности и снижением к.п.д. насоса.

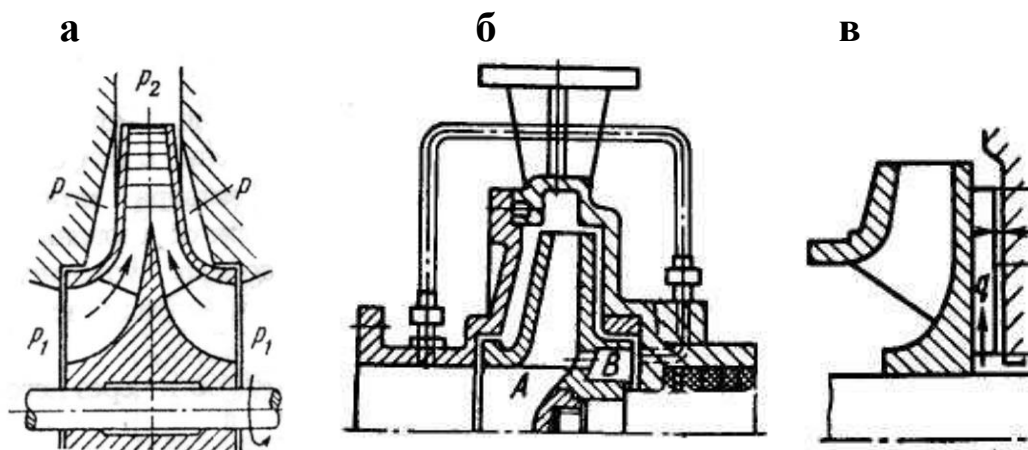


Рисунок 1.13 – Способы уравнивания осевых сил в одноступенчатых насосах

В многоступенчатых насосах используют:

1. В насосах спирального и секционного типа – *симметричным расположением групп рабочих колес* входной частью с противоположных сторон (рисунок 1.14 а).

2. При одностороннем расположении рабочих колес применяют гидравлические разгрузочные устройства: разгрузочный барабан (рисунок 1.14 б) или гидравлическую пятау (рисунок 1.14 в).

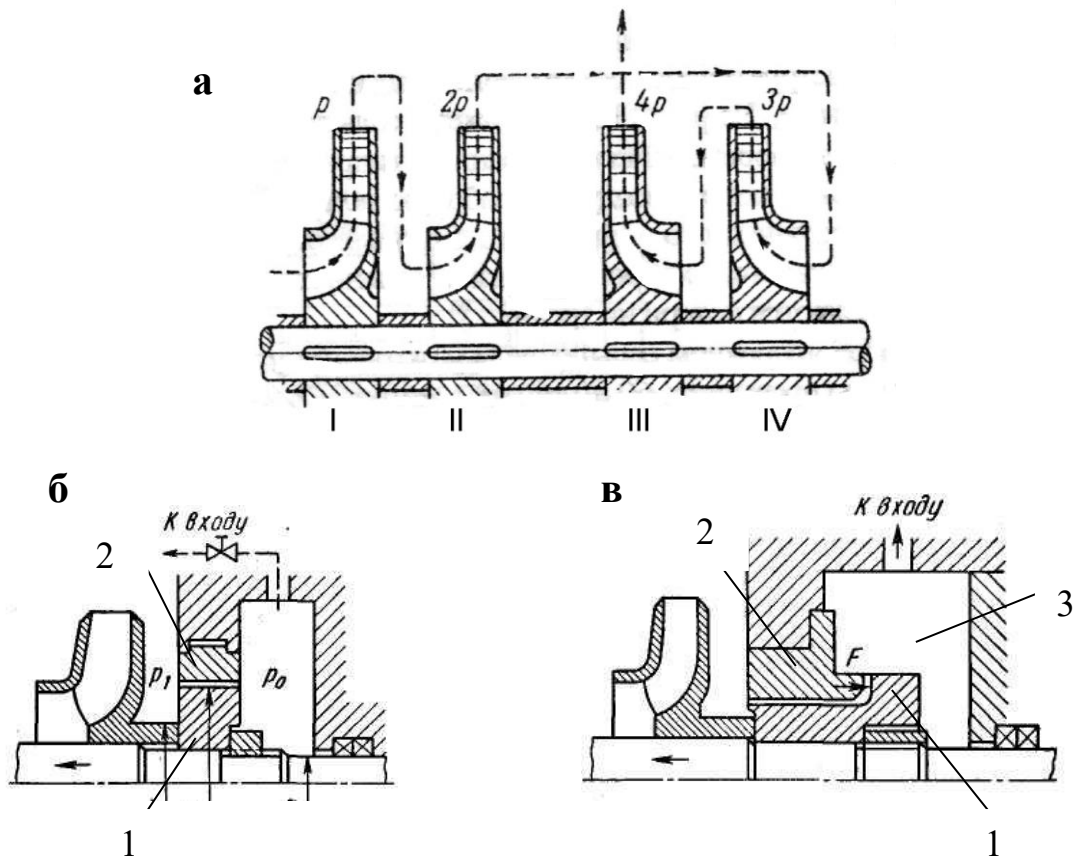


Рисунок 1.11 – Способы уравнивания осевых сил в многоступенчатых насосах

Разгрузочный барабан (думмис) (рисунок 1.14 б) представляет собой цилиндрическую деталь, устанавливаемую на вал за последней ступенью. Между барабаном 1 и корпусом 2 образуется дросселирующая щель. Разностью двух давлений ($p_1 > p_2$) по разные стороны барабана создаётся сила, противодействующая осевому усилию. Одновременно достигается разгрузка от высокого давления уплотнения вала. Преимуществом разгрузочного барабана является меньшая опасность соприкосновения вращающихся и неподвижных деталей. Недостатком – неполное уравнивание осевого усилия во всем диапазоне работы (устройство – несаморегулирующееся), увеличение осевых габаритных размеров, меньшая экономичность.

Гидравлическая пята (рисунок 1.14 в) является саморегулирующимся уравнивающим устройством, работающим на всех режимах работы насоса.

Между вращающимся разгрузочным диском 1 и неподвижной подушкой пяты (подпятником) 2 образуются две щели: цилиндрическая дросселирующая щель с постоянным сопротивлением и переменная торцовая щель, в которой осуществляется до 70% дросселирования общего перепада давления. Давление в разгрузочной камере 3 за пятой, соединяющейся

трубой с входом в насос, зависит от торцового зазора. При уменьшении осевой силы ротор под действием силы F , возникающей в торцовом зазоре гидропаты, перемещается вправо. Торцовый зазор несколько увеличивается, происходит перераспределение давления в камерах и устанавливается новое положение равновесия. И наоборот. Гидравлическая пята также разгружает концевое уплотнение вала от высокого давления.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Изучить классификацию центробежных насосов по данным методическим указаниям.
2. Проанализировать достоинства и недостатки различных конструктивных решений, используемых в насосах.
3. Проверить усвоение материала лабораторной работы по контрольным вопросам.

ТРЕБОВАНИЕ К ОТЧЕТУ

В отчете привести свои выводы о достоинствах и недостатках всех рассматриваемых в работе конструкторских решений. Кратко аргументировать свои выводы.

Контрольные вопросы:

1. Каков принцип действия центробежных насосов?
2. Перечислить основные конструктивные узлы насоса.
3. Каково назначение и физический смысл коэффициента быстроходности?
4. Какие насосы называются вертикальными?
5. Какова характерная особенность консольных насосов?
6. В каких насосах преимущественно используются направляющие аппараты в отводах?
7. Назвать основные элементы торцового уплотнения.
8. Как при эксплуатации можно определить исправность сальникового уплотнения? Торцового?
9. Где устанавливается и для чего служит переднее уплотнение насоса?
10. Как предотвращается перегрев контактных уплотнений?
11. Какие виды подшипников по воспринимаемой нагрузке используются в насосах?
12. Причина возникновения осевых сил, действующих на ротор насоса?
13. Какие способы разгрузки ротора насоса от осевых сил используются?

Практическое занятие № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ТИПОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Цель работы: Ознакомление с основными разновидностями центробежных насосов, используемых в нефтяной и газовой промышленности.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Исходя из выше отмеченного, для перекачки различных жидкостей может использоваться большое конструктивное разнообразие центробежных насосов. Наиболее характерные разновидности насосов приведены в приложении методических указаний.

Основные конструктивные и технические особенности насосов отражаются в их маркировке. В различных отраслях экономики находят применение, как правило, вполне определенные марки насосов. В частности, при добыче нефти, ее сборе и транспортировании на насосных станциях нефтегазовых промыслов распространение получили центробежные насосы типов К, НК, НМ, МС, НПС, НТС, НД, НГ, ЦНС, ЦНСн, ЭЦН и некоторые другие. Чаще других в Западной Сибири используются насосы типа ЦНС и ЭЦН.

Буквенная маркировка насосов расшифровывается следующим образом: Н – насос (в некоторых случаях Н – нефтяной); К - консольный с подшипниковым кронштейном; М - моноблочный (рабочее колесо посажено на вал двигателя, а корпуса двигателя и насоса непосредственно сопряжены болтовыми соединениями); С - секционный; ПС - спиральный секционный с плоским горизонтальным разъемом корпуса; ТС - спиральный секционный с торцовым разъемом корпуса; Д - первое колесо с двухсторонним входом; Г - «горячий» - для перекачки жидкостей с высокой температурой; ЦНС - центробежный насос, секционный (ЦНСн – для перекачки нефти); ЭЦ - погружной центробежный насос, смонтированный вместе с электродвигателем (ЭЦН – для нефти, ЭЦВ – для воды).

В маркировке насосов помимо буквенных обозначений приводятся группы цифр, с помощью которых сообщаются технические характеристики машин. Цифровые обозначения вносятся в маркировку двумя различными способами.

При *первом способе* общая маркировка насоса выглядит следующим образом:

12НД-10х3

Здесь первая цифра 12 соответствует диаметру входного патрубка насоса в миллиметрах, уменьшенному в 25 раз и округленному. Вторая цифра 10 представляет коэффициент быстроходности насоса, уменьшенный в

10 раз и округленный. Последняя группа цифр 3 отражает число ступеней насоса. При отсутствии последней цифры, насос - одноступенчатый.

Аналогично насосам НД маркируются и другие типы насосов. Например, насосы МС, НГ, НК.

При *втором способе* маркировки вводимые в нее цифровые обозначения соответствуют основным технологическим характеристикам насосов. Например:

НМ- 5000-210

Первая группа цифр 5000 здесь указывает на подачу насоса, выраженную в кубических метрах в час, последняя группа цифр 210 дает информацию о напоре, развиваемом насосом в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Помимо приведенных вариантов маркировки существуют другие. При этом необходимо отметить, что нередко система маркировки одних и тех же насосов подвергается пересмотру.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Изучить раздел 2.1 методических указаний.
2. Изучить конструкцию центробежных насосов по рисункам, предложенным преподавателем, с выполнением их классификации по конструктивным признакам (раздел 1.1.3).
3. Изучить конструкцию центробежных насосов по натурным образцам, предложенным преподавателем, с выполнением их классификации насосов по конструктивным признакам.
4. Ответить на контрольные вопросы.

ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

Для каждого изученного насоса дать развернутую классификационную характеристику.

Контрольные вопросы

1. Дать в соответствии с маркировкой техническую характеристику насосов марки ЦНС 180-1422; 1,5К6.
2. Дать в соответствии с маркировкой конструктивную характеристику насосам марки ЦНС 180-1422; 1,5К6.

Практическое занятие № 3

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Задача 1: Определить основные размеры одноцилиндрового насоса простого действия для подачи нефти объемного веса 910 кг/м^3 в количестве 1000 кг/мин при $n = 100 \text{ об/мин}$.

Решение

При определении основных размеров насоса по заданной производительности приходится вычислять размеры диаметра цилиндра D и ход поршня S . Указанные размеры можно найти из выражения

$$Q = \alpha \frac{\pi D^2}{4} S \cdot n \cdot i, \quad (1)$$

где α – коэффициент подачи; i – число рабочих полостей.

Выражение (1) содержит два неизвестных: D и S .

В качестве второго уравнения принимаем соотношение

$$\frac{S}{D} = \psi. \quad (2)$$

После этого получаем

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\alpha \cdot \psi \cdot \pi \cdot n \cdot i}} \quad (3)$$

При выборе ψ надо иметь в виду, что при заданном n средняя скорость поршня

$$U_{cp} = \frac{S \cdot n}{30} \leq 2,5 \text{ м/с}; \quad (4)$$

отсюда

$$n = \frac{30U_{cp}}{S}. \quad (5)$$

Следовательно,

$$\psi \cdot n = \frac{30U_{cp}}{S} \cdot \frac{S}{D} = \frac{30U_{cp}}{D}. \quad (6)$$

Подставив (6) в (3) получим

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{30i \cdot \alpha \cdot \pi \cdot U_{cp}}} \quad (7)$$

Приняв $U_{cp} = 2$ м/с, $\alpha = 0,9$ и имея в виду, что для нашего случая $i = 1$, находим размер диаметра цилиндра насоса

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1000}{910 \cdot 30 \cdot 0,9 \cdot 3,14 \cdot 2}} = 0,16 \text{ м.}$$

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

$$\frac{S}{D} = \frac{30 \cdot U_{cp}}{n \cdot D} = \frac{30 \cdot 2}{100 \cdot 0,16} = 3,75 ,$$

Тогда ход поршня будет равен

$$S = \psi \cdot D = 3,75 \cdot 0,16 = 0,6 \text{ м.}$$

Задача 2: Определить давление на выкиде насоса при проводке скважины турбинным способом. Производительность насоса $Q = \underline{\hspace{1cm}}$ м³/с. Перепад давления на турбобуре, спущенном на 140 мм трубах, $p_{п} = \underline{\hspace{1cm}}$ МПа. Диаметр скважины $D_c = \underline{\hspace{1cm}}$ мм, глубина $L = \underline{\hspace{1cm}}$ м.

Плотность глинистого раствора $\rho = \underline{\hspace{1cm}}$ кг/м³, динамическое напряжение сдвига $\tau_o = \underline{\hspace{1cm}}$ Па, а пластическая вязкость $\eta \underline{\hspace{1cm}}$ Па·с.

Долото имеет 3 ($i = 3$) гидромониторных отверстия диаметром $d_o = \underline{\hspace{1cm}}$ мм.

Решение

Давление на выкиде насоса определяется как сумма

$$\Sigma p = p_{ман} + p_d + p_t + p_{зам} + p_{п} + p_k,$$

где $p_{ман}$, p_d , p_t , $p_{зам}$, $p_{п}$, и p_k —, долоте, трубах, замках, турбобуре и кольцевом пространстве.

Потери давления в манифольде

$$p_{ман} = 13,1 \cdot 10^6 \cdot Q^{1,85} + 7040.$$

Потери давления в долоте

$$p_d = 0,1 \frac{\rho \cdot Q^2}{i \cdot d_o}.$$

Скорость движения глинистого раствора в бурильных трубах

$$v_1 = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{0,785 \cdot d_e^2}.$$

Состояние потока в бурильных трубах внутренним диаметром d_b

$$R_e = \frac{v_1 \cdot d_e \cdot \rho}{\eta \cdot g \left(1 + \frac{\tau_0 d_e}{6\eta v_1} \right)}$$

Коэффициент гидравлических сопротивлений

$$\lambda = \frac{0,125}{\sqrt[6]{R_e}}$$

Потери давления в бурильных трубах

$$p_T = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2g}$$

Скорость движения глинистого раствора в кольцевом пространстве при наружном диаметре труб d_n

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi (D_c^2 - d_n^2)}.$$

Параметр Рейнольдса, характеризующий состояние потока глинистого раствора в кольцевом пространстве

$$R_e = \frac{v_2 \cdot \rho (D_c - d_n)}{\eta \cdot g \left(1 + \frac{\tau_0 (D_c - d_n)}{2\eta v_2} \right)}$$

Потери давления в кольцевом пространстве

$$p_k = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 (D_c - d_n)^3 (D_c + d_n)^2}$$

Число замков в БК $n = \frac{L}{12,5}.$

Эквивалентная длина БК, оказывающей такое же сопротивление, что и все замки $L_{ЭК} = 10 \cdot n,$

Потери давления в замках

$$p_{\text{зам}} = p_m \cdot \frac{L_{\text{эк}}}{L}$$

Практическое занятие № 4

ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВ И КОНСТРУКЦИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Цель работы: изучить типы и конструкции гидравлических забойных двигателей.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В настоящее время отечественными машиностроительными заводами выпускаются гидравлические забойные двигатели четырех видов:

турбинные забойные двигатели (турбобуры) различного конструктивного исполнения типов Т и А;

редукторные турбинные забойные двигатели типа ТР (турбобуры редукторные);

винтовые забойные двигатели типа Д;

турбинно-винтовые забойные двигатели типа ТВД.

Отечественной промышленностью освоено производство турбобуров следующих типов.

Односекционные: бесшпиндельные типа Т12; бесшпиндельные унифицированные типа ТУ-К; со вставным шпинделем типа ТВШ; с независимым креплением роторов типа ТНК; для бурения скважин большого диаметра типа ТБД.

Секционные: бесшпиндельные типа ТС; шпиндельные типа ТСШ; шпиндельные унифицированные типов ТСШ1, 2Т-К и 3Т-К; шпиндельные типов ТСША и ТДШ, для бурения алмазными долотами; шпиндельные типа АШ с наклонной линией давления; шпиндельные типа АГТШ со ступенями гидродинамического торможения.

С плавающими статорами типа ТПС.

С независимой подвеской валов секций типа ТНБ.

Термостойкие турбобуры типа ТТА для скважин с температурой до 240°C.

Редукторные турбобуры типов ТР, ТРМ и ТСМ.

Малогабаритные турбобуры типов ТГ, ТШ и ТВ1 для бурения и ремонта скважин.

Турбинные отклонители типа ТО.

Турбобуры-отклонители с независимой подвеской валов турбинных секций типа ТО2 для бурения боковых стволов из старых скважин.

Шпиндель-отклонитель типа ШО1.

Турбодолота колонковые типа КТД для отбора керна.

Задача 1: Определить гидравлическую мощность потока глинистого раствора перед входом в турбобур, если последний спущен в скважину на _____ мм бурильных трубах с толщиной стенки $\delta = __\text{мм}$ и длиной $L = __\text{м}$. Насосы обеспечивают циркуляцию глинистого раствора и подают $Q = __\text{м}^3/\text{с}$ жидкости и развивают давление $P = __\text{Па}$. Плотность глинистого раствора $\rho = __\text{кг/м}^3$, динамическое напряжение сдвига $\tau_0 = __\text{Па}$, а пластическая вязкость $\eta __\text{Па}\cdot\text{с}$.

Мощность потока глинистого раствора перед входом в турбобур может быть найдена из выражения

$$N_{\text{пт}} = N_{\text{нас}} - N_{\text{ман}} - N_{\text{тр}},$$

где $N_{\text{пт}}$ – мощность потока перед входом в турбобур, $\text{кг}\cdot\text{м/с}$; $N_{\text{нас}}$ – гидравлическая мощность потока у выкидного патрубка насоса, $\text{кг}\cdot\text{м/с}$; $N_{\text{ман}}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в манифольде, $\text{кг}\cdot\text{м/с}$; $N_{\text{тр}}$ – мощность, потребная на преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих при течении глинистого раствора в бурильных трубах, $\text{кг}\cdot\text{м/с}$.

Мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в манифольде

$$N_{\text{ман}} = (13,1 \cdot 10^6 \cdot Q^{1,85} + 7040)Q$$

Мощность, потребная на преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих при течении глинистого раствора в бурильных трубах

$$N_{\text{тр}} = Q (P_{\text{тр}} + P_{\text{зам}}),$$

где $P_{\text{тр}}$ – потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений по длине БК

$$P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2g}$$

λ – коэффициент гидравлических сопротивлений $\lambda = \frac{0,125}{\sqrt[6]{R_e}}$

$$R_e = \frac{v \cdot d_e \cdot \rho}{\eta \cdot g \left(1 + \frac{\tau_0 d_e}{6\eta v} \right)}$$

v – скорость движения глинистого раствора в бурильных трубах

$$v = \frac{4Q}{\pi d_e^2}$$

$P_{\text{зам}}$ – потери давления в замках БК

$$P_{\text{зам}} = P_{\text{тр}} \cdot \frac{L_{\text{эк}}}{L}$$

$L_{\text{эк}}$ – эквивалентная длина БК, оказывающей такое же сопротивление, что и все замки $L_{\text{эк}} = 10 \cdot n$,

$$n – \text{число замков в БК } n = \frac{L}{12,5}.$$

Гидравлическая мощность потока глинистого раствора у выкидного патрубка насоса

$$N_{\text{нас}} = P \cdot Q$$

Давление глинистого раствора

$$P_{\text{пт}} = \frac{N_{\text{пт}}}{Q}.$$

Задача 2: Рассчитать турбину для турбобура диаметром $D_t = \underline{\hspace{1cm}}$ мм. Расход глинистого раствора $Q = \underline{\hspace{1cm}}$ м³/с, плотность глинистого раствора $\rho = \underline{\hspace{1cm}}$ кг/м³. При 650-700 об/мин крутящий момент на валу турбины должен

быть не ниже $M_{кр} = \text{---} \text{ Н} \cdot \text{м}$, а перепад давления не превышал $P_T = \text{---} \text{ МПа}$.

Периферийный диаметр турбины

$$D_1 = D_T - 2B,$$

Где $B = b + f$

b – толщина стенки корпуса турбобура, принимаем $b = 12,5 \text{ мм}$, f – толщина обода статора, принимаем $f = 5 \text{ мм}$.

Внутренний диаметр турбины

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 - \frac{4Q\eta_0}{\pi k C_0}}$$

где η_0 – объемный КПД, $\eta_0 = 0,92 \dots 0,95$; k – коэффициент стеснения потока для выбранного профиля лопаток

$$k = 1 - \frac{S}{t \cdot \sin \alpha}$$

Выбираем оптимальные профили лопаток со следующими параметрами: гидродинамический угол $\alpha_k = 35^\circ$, толщина лопатки $S = 2,5 \text{ мм}$, шаг $t = 22 \text{ мм}$.

C_0 – осевая составляющая скорости рабочей жидкости, $C_0 = 4,5 \dots 5,5 \text{ м/с}$.

Ширина канала в радиальном направлении составит

$$\delta = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

Расчетный диаметр турбины (диаметр средней струйки жидкости в канале)

$$d_0 = \sqrt{\frac{D_1^2 - D_2^2}{2}}$$

Число лопаток $z = \frac{\pi \cdot d_0}{t}$, принимается целое число и затем уточняется

$$\text{шаг } t_1 = \frac{\pi \cdot d_0}{z}.$$

Пересчитываем гидромеханический угол для нового шага

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_{\kappa} + \frac{0,33 - 0,29 \cdot \lambda}{4,27 \cdot \lambda - 3,4}$$

где λ – относительная длина формирующего участка

$$\lambda = \frac{L - a}{L_0 - a}$$

L – осевая высота ступени, принимается равной 30 мм.

L_0 – осевая высота профиля лопатки без формирующего участка

$$L_0 = a + (R + t_1 \cdot \sin \alpha - S) \cos \alpha$$

где a – ордината радиуса, равная 4 мм; R – радиус выпуклой части лопатки, равный 20 мм.

Пересчитываем коэффициент стеснения для нового шага и гидромеханического угла.

Число оборотов колеса турбины, соответствующее наивыгоднейшему режиму работы

$$n = \frac{60 \cdot Q \cdot \eta_0 \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{k \cdot \pi^2 \cdot d_0^2 \cdot \delta}$$

Число оборотов турбины при холостом режиме работы $n_x = 2n$.

Тормозной момент колеса при механическом КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,94$

$$M_m = d_0^2 \cdot n_x \cdot \frac{\pi \cdot \rho \cdot Q \cdot \eta_0 \cdot \eta_{\text{мех}}}{120 \cdot g}$$

Момент при оптимальном режиме

$$M_0 = \frac{M_m}{2}$$

Максимальная мощность, развиваемая колесом турбины

$$N_0 = \frac{M_m \cdot n_x}{4 \cdot 716,2}$$

Перепад давления на колесе турбины при общем КПД $\eta = 0,65$

$$H_0 = \frac{75 \cdot N_0}{\rho \cdot Q \cdot \eta}$$

Число колес турбины

$$i = \frac{M_{\kappa p}}{M_0}$$

Перепад давления в турбине

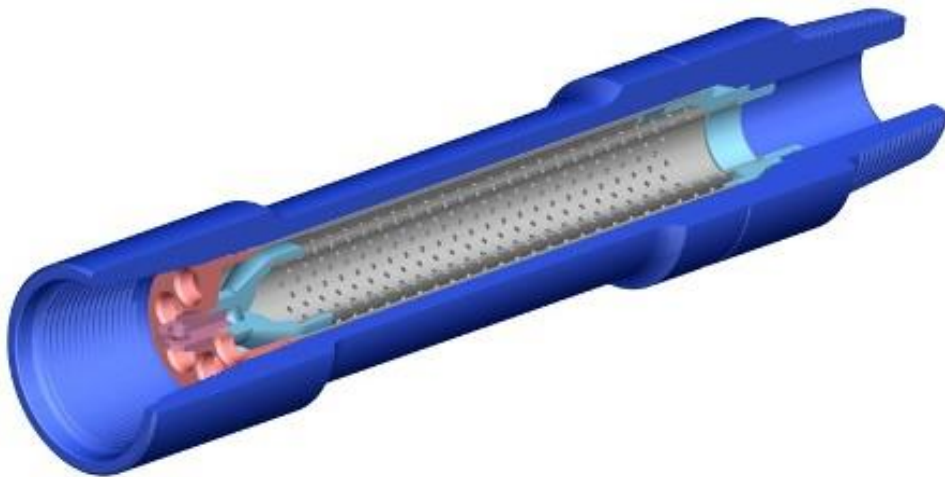
$$p = i \cdot \rho \cdot H_0.$$

Практическое занятие 5. ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВ И КОНСТРУКЦИЙ ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: изучить типы и конструкции винтовых забойных двигателей

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для добычи нефти и/или газа либо для проведения капитального ремонта скважин используют винтовой забойный двигатель (ВЗД), обладающий необходимым крутящим моментом и способный осуществлять бурение в различных направлениях в зависимости от типа используемой конструкции. Такой выбор обусловлен необходимостью разрушения горных пород с высокой эффективностью и достаточной скоростью. Использование в конструкции эластичных, но прочных зубьев статора позволяют достичь высокой жёсткости на изгиб, а также существенно сократить утечки жидкости при её прокачке.



Конструкция ВЗД Винтовой забойный двигатель представляет собой симметричный роторный агрегат с применением зубчатого косого зацепления, приводимый в действие за счёт давления подаваемой жидкости. Конструктивно состоит из: двигательного узла. рабочей части.

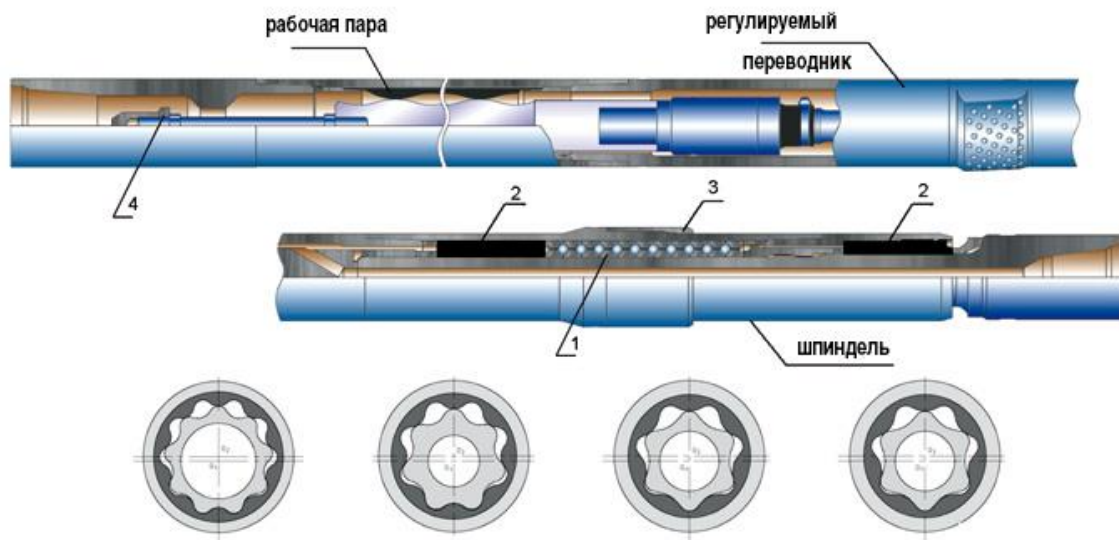
Двигательная секция ВЗД - основной силовой компонент двигателя и

поэтому определяет его основные технические характеристики, такие как мощность, крутящий момент, КПД и частота вращения ротора. Состоит из роторного механизма в виде корпуса (статора), внутри которого закреплена эластомерная вставка с винтовой поверхностью, за которую зацепляется ротор и затем под давлением подаваемой жидкости начинает вращаться. Эластичная оболочка позволяет разделить две полости камер с высоким градиентом давления. Она изготавливается из износостойкой резины, которая пластична, но в то же время способна выдерживать значительные силы трения при попадании абразивных частиц на её поверхность. Его изготавливают из высокопрочной легированной стали. Количество зубьев у него меньше на одну единицу, чем у статора. Двигательный узел выполняют с определённым натяжением зубчатого зацепления, который зависит от параметров рабочей жидкости, свойств эластомера, температуры эксплуатации, а также других характеристик. От того, насколько точно они будут подобраны зависит прочность двигателя в целом и его ресурс работы. На ресурс работы рабочей пары влияют следующие факторы:

1. Присутствие в рабочей жидкости абразивных твёрдых частиц и дополнительных примесей.
2. Использование в составе жидкости веществ, которые разъедают эластомер или изменяют его механические свойства. К ним относятся: соли, жидкость с высоким содержанием нефтепродуктов, хлориды, кислоты и соли.
3. Превышение допустимых норм по температурным условиям в точке забоя, которые могут влиять на эластомер.
4. Недостаточный прогрев рабочей пары при старте двигателя.
5. Использование неправильного натяжения статор-ротор.

Рабочие органы ВЗБ Винтовой забойный двигатель состоит из следующих рабочих органов: шпиндельного узла; регулятора угла. Строение ВЗД 1 – осевой подшипник; 2 – радиальная опора; 3 – центратор; 4 –

противоаварийный бурт Шпиндельный узел является вторым по важности конструктивным элементом двигателя. Он предназначен для передачи крутящего момента от рабочей пары рабочему инструменту для разрушения плотных пород грунта.



При этом он способен выносить значительные осевые нагрузки, вызванные не только необходимостью передачи крутящего момента, а и силу трения о стенки креплений при угловом или горизонтальном бурении.

Шпиндельный узел представляет собой корпус с двумя опорами (радиальной и осевой), на которых закреплён вал. Вращение ротора передаёт крутящий момент посредством торсиона или карданного вала на вал шпиндельного узла, который начинает вращаться и передавать момент уже рабочей части.

Данный узел может быть выполнен в двух конструктивных исполнениях:

1. Открытом, когда рабочие узлы смазываются рабочей жидкостью.
2. Закрытом или герметизированном.

Все рабочие элементы находятся в масляной ванне под давлением до 20 атм, которое выбирается таким, чтобы значительно превышало давление окружающей их среды. Бурение винтовыми забойными двигателями под

углом может быть осуществлено только при помощи регулятора угла. Он представляет собой сложный механизм, который состоит из верхнего и нижнего переводников, сердечника и зубчатой муфты. По сути он немного напоминает по конструкции карданный вал, но из-за тяжёлых условий эксплуатации и необходимости обеспечения определённой функциональности он был существенно усложнён. Все детали изготавливаются из прочной твердосплавной стали, с выполнением армирования поверхностного слоя.

Основные особенности ВЗД, влияющие на его технические параметры

1. Скорость потока жидкости должна соответствовать типу используемого двигателя и его технических параметров рабочей пары. Чем больше лопастей на роторе и витков на статоре, тем больше поток жидкости, но при этом повышается и износ за счёт увеличения сил трения. Поэтому для конкретных условий бурения нужно варьировать эти параметры для достижения нужного результата.
2. Во время отсутствия нагрузки на забойную часть в ней происходит падение давления: когда ротор находится в подвешенном состоянии нужно затратить огромную энергию на приведение его в движение. При этом потеря давления будет пропорциональна скорости потока рабочей жидкости. Обычно она составляет примерно 7 атм.
3. При нагрузке на винтовой забойный двигатель в момент начала забоя происходит падение давления в системе, но со временем восстанавливается по мере раскручивания ротора.
4. Для двигателя существует предельное давление, которое возникает при бурении в рабочем узле. При необходимости увеличении усилия на долото требуется увеличить давление в системе, что приводит к деформации эластомера и потере крутящего момента. В результате полезной работы не производится, а рабочая жидкость просто протекает через двигатель.

5. Чем больше площадь поперечного сечения долота, тем меньше потери рабочего давления. При уменьшении размеров долота происходит быстрый износ подшипников, так как потока жидкости не хватает, чтобы их охладить.
6. Использование насадок на сопло ротора позволяет изменять поток жидкости через ВЗБ и, таким образом, учитывать особенности бурения конкретного вида горных пород при минимальном износе деталей и узлов.

Классификация двигателей по их назначению:

Винтовые забойные двигатели для бурения скважин по основному назначению подразделяются на следующие виды:

1. Универсальные двигатели используются при бурении рабочих и разведывательных скважин, а также для их ремонта. Они имеют внешний диаметр от 127 до 240 мм. Конструктивно состоят из рабочего и шпиндельного узлов. Корпусные части имеют модульную конструкцию и соединяются с помощью резьбовых, конусных и конусно-шлицевых соединений. Все детали изготовлены из высокопрочной легированной стали, позволяющей обеспечивать одинаковый уровень производительности в различных условиях работы.
2. Для бурения под наклоном применяют двигатели типа ДГ. Их диаметр составляет 60-172 мм, что позволяет существенно нарастить скорость вращения ротора и повысить производительность в целом. Длина силовой и шпиндельной секции существенно уменьшена, по сравнению с универсальным двигателем. Обычно применяют ротор с двухзаходной резьбой, которого достаточно для центровки и обеспечения достаточной мощности вращения. Для обеспечения наклонного бурения установлены два переводника с высокоточной регулировкой наклона и надёжными шарнирами. Также предусмотрено крепление опорно-центрирующих устройств. Соединение ротора и вала выполнено таким образом, чтобы были

минимальные потери крутящего момента и обеспечивалась высокая надёжность работы под разными углами в забое.

3. Винтовой забойный двигатель для проведения ремонтных работ в скважинах. Их размеры составляют до 108 мм. Это позволяет их применять в различных условиях нарушения структуры скважины. Основное их назначение – разбуривание цементных мостов, удаление песчаных пробок, фрезерование труб и прочих конструкций. За счёт небольших размеров появляется возможность исправлять любые повреждения, не разрушая ствол скважины. При этом они относительно недорогие, имеют простую конструкцию и весьма надёжны в работе. Обычно оснащаются торсионной трансмиссией и прорезиненными опорами. Иногда их изготавливают с полыми роторами, что позволяет уменьшить массу двигателя и увеличить КПД.

ТРЕБОВАНИЕ К ОТЧЕТУ

В отчете привести свои выводы о достоинствах и недостатках всех рассматриваемых в практической работе конструкторских решений. Кратко аргументировать свои выводы.

Контрольные вопросы:

1. Каков принцип действия винтового забойного двигателя?
2. Из каких рабочих органов состоит винтовой забойный двигатель?
3. Какие забойные двигатели для бурения скважин вам известны?

Практическое занятие № 6

Расчет параметров ВЗД

При проектировании забойного двигателя исходными данными являются диаметр скважины (долота) $D_{скв} = \text{___}$ мм и параметры рабочей характеристики, определяемые технологическими условиями бурения: расход жидкости $Q = \text{___}$ л/с; частота вращения долота $n = \text{___}$ об/мин; допустимый перепад давления на двигателе $p = \text{___}$ МПа; момент на валу $M = \text{___}$ Н·м.

Расчет веду в следующем порядке.

1. Определяют диаметр двигателя. Исходя из условия обеспечения необходимого просвета, принимают $D = (0,8...0,92) \cdot D_{скв}$.

2. Рассчитывают контурный диаметр рабочих органов (диаметр статора по впадинам зубьев)

$$D_K = D - 2(\delta_m + \delta_p),$$

где δ_m и δ_p – соответственно толщина стенки металлического корпуса (остова) статора и минимальная толщина резиновой обкладки статора.

На основании опыта конструирования забойных гидродвигателей $\delta_m = (0,07...0,1)D$. Для нормальной заливки резинометаллических деталей $\delta_p = (0,04...0,07)D$.

3. Ориентировочно выбирают кинематическое отношение винтового механизма i – отношение числа зубьев ротора к числу зубьев статора. $i = z_2/z_1$.

При этом принимают во внимание следующие обстоятельства. В случае необходимости спроектировать ВЗД с максимальной частотой вращения выходного вала целесообразно использовать рабочие органы с кинематическим отношением $i = 1:2$. Если требуется спроектировать ВЗД с пониженной частотой вращения и возможно большим вращающим моментом, следует применять многозаходные механизмы с кинематическим отношением $i = 7:8, i = 8:9, i = 9:10$ и более.

При необходимости иметь двигатель со средними значениями момента и частоты вращения, следует ориентироваться на механизмы с промежуточными значениями кинематического отношения ($i = 4:5$, $i = 5:6$)

4. Выбирают вид зацепления и параметры зацепления c_e и c_o .

Чтобы обеспечить минимум контактного давления в паре ротор-статор, принимают $c_e = 1,6...2,5$.

Коэффициент внецентроидности c_o , исходя из условий обеспечения максимальной плавности профиля, целесообразно принимать в следующих пределах: $c_o = 1,1...1,5$.

5. Вычисляют эксцентриситет зацепления

$$e = \frac{D_k}{2[c_o(z_1 - 1) + 1 + c_e]}$$

Величину эксцентриситета округляют до одного знака после запятой.

6. Рассчитывают площадь живого сечения рабочих органов.

$$S = \pi \cdot e (D_k - 2e)$$

7. Находят шаг винтовой поверхности статора

$$T = \frac{Q}{\sin z_2}$$

При выборе T следует учитывать, что ее оптимальная величина должна находиться в следующих пределах: $T = (4,5...6,5) D_k$.

Однако величина T не должна превышать 1000 мм, иначе при существующем уровне технологии будет затруднено изготовление винтовых деталей.

Если полученное значение T выйдет за указанные выше пределы или будет более 1000 мм, то следует провести повторный расчет, изменяя z_2 .

Если T больше предельного значения, необходимо провести расчет винтового механизма с большей заходностью статора, и, наоборот, если T меньше предельного значения, следует рассчитать винтовой механизм с меньшей заходностью статора.

Кроме того, следует провести проверочный расчет скорости движения жидкости в каналах (в м/с)

$$\omega = \frac{Tnz_2}{60}$$

Скорость движения жидкости в каналах не должна превышать 15 м/с.

В случае если величина ω превышает допустимые пределы, следует изменить кинематическое отношение рабочих органов, уменьшив число зубьев ротора и статора, и снова провести проверочный расчет.

Полученное значение T округляют до ближайшего целого числа, кратного числу зубьев статора.

8. Вычисляют шаг винтовой поверхности ротора

$$t = T z_2 / z_1$$

9. Определяют основные размеры рабочих органов.

Диаметры статора:

по впадинам зубьев $D_i = D_k$

по выступам зубьев $D_e = D_k - 4e$

Диаметры ротора:

по впадинам зубьев $d_i = D_e - 2e + \delta$

по выступам зубьев $d_e = d_i + 4e$

где δ – диаметральный натяг, равный (0,005...0,007) D_k .

10. Рассчитывают радиус эквидистанты исходного профиля

$$r_{\Pi} = D_k / 2 - e \cdot c_o (z_1 - 1) - e$$

11. Находят длину рабочей части обкладки статора

$$L = T k_L$$

где k_L – число шагов статора

$$k_L = p / [p],$$

где $[p]$ – допустимый перепад давления на один шаг, $[p] = 2...3$ МПа.

Желательно принимать $k_L > 2$.

12. Определяют уточненную величину рабочего объема двигателя

$$V_o = S \cdot T \cdot z_2$$

13. Вычисляют параметры расчетной характеристики двигателя в режиме максимальной мощности:

$$n = 60Q\eta_{об}/V_o$$

$$M = 0,159pV_o\eta_{гм}$$

$$N = Mn/9554$$

где $\eta_{об}$ и $\eta_{гм}$ – расчетные значения соответственно объемного и гидромеханического кпд.

Для предварительных расчетов можно принимать: $\eta_{об} = 0,75...0,8$ и $\eta_{гм} = 0,5...0,7$.

Меньшие значения $\eta_{гм}$ соответствуют двигателям с заходностью статоров $z_1 = 9...10$, а большие значения – двигателям с заходностью статора $z_1 = 3...5$.

14. С целью рационального выбора осевой опоры вычисляют осевую гидравлическую нагрузку, действующую на ротор

$$F_{ос} = \frac{\pi \cdot p(D_{\kappa} - 4e)^2}{4} + \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{T}$$

15. Далее по специальной методике рассчитывают зуборезный инструмент и изготавливают рабочие органы.

Практическое занятие №7

ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВ И КОНСТРУКЦИЙ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

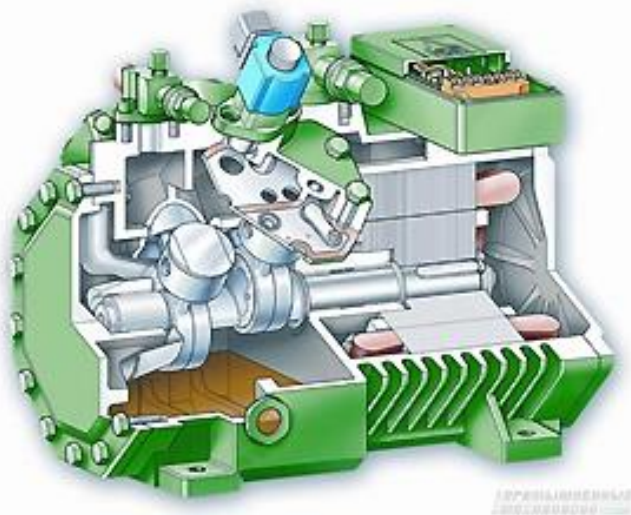
Назначение поршневого компрессора — обеспечение воздухом с избыточным давлением механизмов и пневматических машин во всех промышленных отраслях. Компрессоры поршневые — оборудование спецназначения, широко используемое во множестве отраслей. Основная задача компрессора — сжатие воздуха. Воздух под давлением от компрессорного агрегата может использоваться в качестве источника энергии исполнительных механизмов; для проведения технологических работ, требующих применения сжатого воздуха. Среди различных модификаций компрессорных установок, наибольшее применение нашли поршневые.

Применение их в качестве нагнетателей воздуха обеспечивает работу пневматических инструментов (пневмогайковерты, краскопульты и т. п.), использование для подкачки шин на автосервисах. Поршневой компрессор, благодаря своей несложной конструкции, — наиболее распространенный тип компрессорного аппарата в настоящий момент. Компрессоры поршневые применяются во множестве сфер человеческой деятельности: в машиностроении, в пищевой, химической и других промышленности. Такое значительное распространение компрессоры подобного типа получили из-за своих технических характеристик. К примеру, одним из весомейших показателей является высокое давление на выходе — до 30 атмосфер.

Конструктивно этот агрегат представлен цилиндром с заключенным внутри него поршнем. Независимо от множества видов исполнения (установки с горизонтальным, оппозитным, вертикальным, наклонным расположением цилиндров), сама реализация механизма довольно проста и не требует ощутимых затрат.

Очевидно, что поршневые компрессоры дешевле аппаратов иного

типа. Кроме этого, простота в реализации его конструкции — залог более дешевого ремонта, а также возможности работы в загрязненной среде, при которой риск повреждения механизма является минимальным. Но если не применять спецочистку воздуха, на выходе будет такой же грязный воздух, что и на входе, к тому же, содержащий пары масла и продукты износа компрессора. Воздух такого качества использовать можно не везде.



Компрессор поршневой снабжен устройством, аналогичным двигателю внутреннего сгорания. Поршень приводится в действие кривошипно-шатунным механизмом, использующим прямой привод. Поршень, совершая возвратно-поступательные движения, сжимает и выталкивает в область подсоединенной магистрали воздух атмосферы.

При опускании поршня, в полости цилиндра образуется свободное пространство, разряжающее воздух. В результате перепада потенциалов давления, открывается впускной клапан, впускающий воздух в камеру, где он сжимается. После этого, когда поршень пересекает точку поворота, соответствующую максимальному объему камеры сжатия, впускной клапан затворяется, и давление воздуха начинает расти.

С сокращением объема камеры давление воздуха становится все выше. Когда оно достигает заданных величин, открывается нагнетательный клапан — сжатый воздух в этот момент покидает камеру. Для достижения

наибольшего КПД во время сжатия между неподвижным цилиндром и скользящим в его плоскости поршнем необходимо эффективное уплотнение. Несмотря на наличие в продаже безмасляных поршневых компрессоров, чаще всего встречаются смазываемые аппараты.

Подача масла в цилиндровую групп снижает износ цилиндровых стенок и поршня, но при этом сопровождается ухудшением качества подаваемого воздуха, ввиду подмешивания мелких частичек масла. Таким образом, если технология производства требует использования чистого воздуха, необходимо установить маслоотделитель на линии подачи, для устранения из воздушного потока масла. Но поскольку рассматривается в данном случае использование компрессоров для нужд СТО, здесь требования выдвигаются диаметрально противоположные — устанавливаются лубрикаторы для работы в маслянистой среде гайковерта, насоса пневмогидравлического, шинного стенда.

Виды поршневых компрессоров:

1. Коаксиальные — коленвал соединяется с электроприводом посредством муфты. Такое соединение исключает потери мощности на трение. Конструкция компактна. Различие агрегатов этого типа заключается в методах смазки. Безмасляные не требуют смазывания цилиндропоршневой группы. Сжатый воздух, производимый подобными устройствами, не имеет масляных примесей. Такие аппараты применяются в пищевой промышленности, фармацевтике, медицине. В масляных компрессорах используют в качестве смазки минеральное компрессорное масло, благодаря чему компрессор имеет значительный ресурс. Рабочий режим коаксиальных агрегатов — периодический (20 минут работы, 40 — перерыва). Рабочее давление — восемь бар. Мощность не более 2,25 киловатт. Производительность — около 200 л/мин. Основные достоинства — малогабаритны, легки, относительно дешевы (\$100-200).

2. Ременные — коленвал соединяется с электроприводом ременной

передачей. Характерна высокая производительность и длительность эксплуатации. Могут работать непрерывно несколько часов подряд. Применяются чаще всего в строительстве, в шиномонтажных мастерских, на СТО. Мощность — от 2,25 до 5,5 киловатт. Производительность достигает 500 литров в минуту, рабочее давление — до 16 бар. Основное преимущество — сжатие воздуха до значительных величин. Рабочее давление может достигать 30 бар.

Недостатки, присущие поршневому компрессору:

Механизм поршневого компрессора при работе создает сильный шум и вибрацию (исключение — аппараты с оппозитным положением цилиндров), поэтому для размещения требуется выделение специального помещения с прочным бетонным фундаментом. Еще один недостаток компрессора поршневого — достаточно низкая производительность — до 5 кубометров воздуха в минуту, что также ограничивает области применения. Но компенсируются эти недостатки тем, что компрессор поршневой сравнительно легко переносит работу в периодическом режиме, при частом включении и выключении агрегата. Многие предприятия не требуют наличия сжатого газа в непрерывном режиме, именно для таких случаев используется компрессор поршневой.

Особенности применения и рабочий регламент:

Для безотказной и длительной работы компрессор поршневой требует периодического профилактического техосмотра. Интенсивная эксплуатация приводит к износу сальников, клапанов, колец.

Область применения:

Компрессоры поршневые используются для пневмооборудования, не требовательного к большому минутному расходу воздуха под давлением. Незаменимы также при получении высоких цифр давления сжатого воздуха. Удобны, когда подразумеваются частые остановки и запуски оборудования — устойчивы к переходным процессам, сопровождающим процессы

включения/выключения оборудования. Отлично зарекомендовали себя в неблагоприятных эксплуатационных условиях (пониженные и повышенные температурные режимы, запыленность среды). Применению их на цементно- и муковозах альтернативы нет.

ТРЕБОВАНИЕ К ОТЧЕТУ

В отчете привести свои выводы о достоинствах и недостатках всех рассматриваемых в практической работе конструкторских решений. Кратко аргументировать свои выводы.

Контрольные вопросы:

1. Каков принцип действия поршневого компрессора?
2. Какие виды поршневых компрессоров существуют?

Практическое занятие № 8

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Задача 1: Определить давление газа, поступающего во вторую ступень компрессора, если диаметры цилиндров его равны $D_1 = \underline{\hspace{1cm}}$ мм и $D_2 = \underline{\hspace{1cm}}$ мм.

Решение

Принимая, что в промежуточном холодильнике температура понижается до первоначальной температуры всасываемого газа, искомое давление можно определить из уравнения изотермы

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

где V_1 и V_2 – объемы соответственно цилиндров первой и второй ступеней или

$$p_2 \frac{\pi D_2^2}{4} S = p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} S,$$

откуда можно выразить искомое p_2 при $p_1 = 1$ атм.

Окончательно p_2 принимается с учетом потери давления в клапанах, равным 0,9.

Задача 2: Воздух начального давления 1 атм и температуры $\underline{\hspace{1cm}}$ °сжимается в трехступенчатом компрессоре до давления $\underline{\hspace{1cm}}$ атм. Определить мощность на валу компрессора при изотермическом и адиабатическом процессах, а также мощность двигателя. Производительность компрессора $Q = \underline{\hspace{1cm}}$ м³/ч.

Решение

При равных между собой степенях сжатия и полном промежуточном охлаждении работа при адиабатическом сжатии 1 кг воздуха будет равна

$$L_{ad} = i \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

где i – число ступеней компрессора, равное 3; k – показатель адиабаты для

воздуха, равный 1,41.

Удельный объем воздуха V_0 , приведенный к условиям всасывания, находим по формуле

$$V_0 = \frac{RT_0}{P_0}$$

$$\frac{P_1}{P_0} = x \text{ — степень сжатия в ступени.}$$

Мощность на валу компрессора определяется из выражения

$$N_{a\partial} = \frac{G \cdot L_{a\partial}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{a\partial} \cdot \eta_{мех}}$$

где G – подача компрессора, выраженная в весовых единицах

$$G = \frac{Q}{V_0}, \text{ кг/ч}$$

$\eta_{ад}$ – адиабатический к.п.д. = 0,95; $\eta_{мех}$ – механический к.п.д. = 0,85.

Работа изотермического сжатия

$$L_{из} = 2,303 \cdot i \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot \lg \frac{P_1}{P_0}$$

Принимая полный изотермический к.п.д. $\eta_{п.из} = \eta_{из} \cdot \eta_{мех} = 0,7$, найдем мощность на валу компрессора

$$N_{из} = \frac{G \cdot L_{из}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{п.из}}$$

Мощность двигателя для компрессора берется с запасом в 10-15 %, имея в виду, что в зимних условиях потребляемая мощность возрастает в связи с увеличением весовой производительности машины.

Практическое занятие № 9

ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Характеристики центробежных насосов, рассчитанных и предназначенных для перекачки воды, при работе на нефти, имеющей отличную от воды вязкость, существенно изменяются. В результате увеличения сопротивления на трение в проточной части насоса уменьшаются подача, напор и к. п. д., а потребляемая мощность увеличивается. Характер кривых H , N и η нарушается вследствие изменения коэффициента трения, являющегося функцией числа Рейнольдса Re .

В настоящее время существует много способов пересчета характеристики центробежного насоса с воды на нефть. Пересчет характеристики производится при помощи поправочных коэффициентов к характеристике насоса, полученной при перекачке воды.

Рассмотрим метод пересчета, предложенный М. Д. Айзенштейном. На рис. 1 приводятся графики, построенные М. Д. Айзенштейном, на основании обобщения данных испытаний на воде и вязких жидкостях центробежных насосов различных быстроходностей. На этих графиках по оси ординат отложены: коэффициент напора K_H для определения зависимости между напором при перекачке воды $H_{\text{вода}}$ и вязкой жидкости $H_{\text{нефть}}$; коэффициент подачи K_Q , устанавливающий зависимость между подачей насоса на воде $Q_{\text{вода}}$ и вязкой жидкости $Q_{\text{нефть}}$ и коэффициент пересчета к. п. д. K_η насоса с воды $\eta_{\text{вода}}$ на вязкую жидкость $\eta_{\text{нефть}}$. За ось абсцисс принят параметр Рейнольдса, записанный в виде

$$R_e = \frac{Q_{\text{опт}}}{\nu \cdot D_{\text{экв}}},$$

где $Q_{\text{опт}}$ – оптимальная подача насоса; ν – кинематическая вязкость; $D_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр колеса, определяемый по формуле

$$D_{\text{экв}} = \sqrt{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot k},$$

где b_2 – ширина канала колеса на внешнем диаметре D_2 ; k – коэффициент стеснения потока лопатками на выходе.

$$k = \frac{t_2 - S_2}{t_2},$$

где t_2 – шаг лопаток; S_2 – толщина лопатки на внешней окружности колеса.

Построение характеристики для вязкой жидкости по характеристике насоса, полученной опытным путем на воде, производится на основании следующих предпосылок:

- 1) при неизменном числе оборотов колеса n для жидкостей, обладающих различной вязкостью, подача и напор насоса изменяются так, что коэффициент быстроходности n_s остается постоянным;
- 2) коэффициенты K_H , K_Q и K_η , полученные по графику (рис. 1) в диапазоне от $Q = 0,8 \cdot Q_{\text{норм}}$ до $Q = 1,2 \cdot Q_{\text{норм}}$ неизменны;
- 3) напор H_0 при $Q = 0$, остается неизменным для жидкостей любой вязкости.

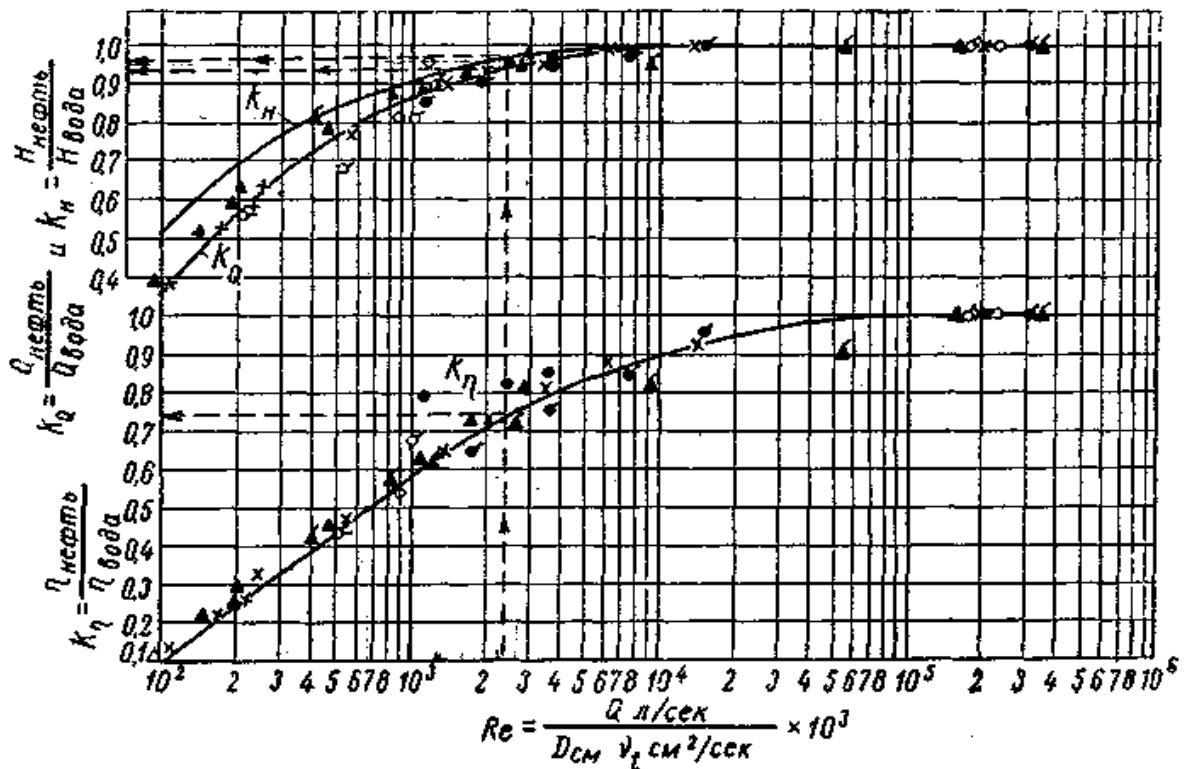


Рисунок 1 – График коэффициентов пересчета характеристик центробежных

насосов с воды на вязкие жидкости.

K_H – коэффициент пересчета напора H ; K_Q – коэффициент пересчета подачи Q ; K_η – коэффициент пересчета к. п. д. η .

На рис. 1 даны значения коэффициентов K_H , K_Q и K_η в зависимости от числа Рейнольдса, откуда получим

$$Q_{\text{нефть}} = K_Q \cdot Q_{\text{вода}}$$

$$H_{\text{нефть}} = K_H \cdot H_{\text{вода}}$$

$$\eta_{\text{нефть}} = K_\eta \cdot \eta_{\text{вода}}$$

Из рассмотрения кривых коэффициентов K_H и K_Q видно, что для $Re > 7 \cdot 10^3$ величина коэффициентов K_H и K_Q мало отличается от единицы, т. е. увеличение гидравлических потерь при пересчете с воды на нефть незначительно.

Коэффициент K_η изменяется довольно значительно, что объясняется увеличением потерь на дисковое трение. Для потока жидкости режима $Re < 7 \cdot 10^3$ гидравлические потери существенно возрастают и заметно влияют на снижение к. п. д. центробежного насоса.

Определив значения $Q_{\text{нефть}}$, $H_{\text{нефть}}$ и $\eta_{\text{нефть}}$, можно вычислить мощность, потребляемую насосом

$$N_{\text{нефть}} = \frac{Q_{\text{нефть}} \cdot H_{\text{нефть}}}{\eta_{\text{нефть}}}$$

Список литературы для самостоятельной работы студента

1. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры. Учебник для ВУЗов. – М.: Недра, 1991.
2. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. Учебное пособие для ВУЗов. /Л.Г. Чичеров, Г.В. Молчанов, А.М. Рабинович и др. – М.: Наука, 1987.
3. Справочник по нефтепромысловому оборудованию. /Под ред. Е.И. Бухаленко. – М.: Недра, 1983.
4. Басарыгин Ю. М., Булатов А. И., Проселков Ю. М. Бурение нефтяных и газовых скважин: Учеб. пособие. М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002.
5. Балденко Д.Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А.Н. Винтовые забойные двигатели: Справочное пособие. – М.: ОАО «Издательство «Недра», 1999.
6. Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. – М.: Недра, 1983.
7. Абубакиров В.Ф., Буримов Ю.Г., Гноевых А.Н., Межлумов А.О., Близиюков В.Ю. Буровое оборудование: Справочник: в 2-х т. Т. 2. Буровой инструмент. - М.: ОАО "Издательство "Недра", 2003.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Методические указания

по организации и проведению самостоятельной работы по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле»

для студентов специальности 21.05.06 Нефтегазовая техника и технология

специализация **Техника и технологии производства сжиженного природного газа, транспортировки и распределения**

Методические рекомендации предназначены для студентов специальности 21.05.06 Нефтегазовая техника и технологии, специализация Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений.

Цель методических рекомендаций:

1. Методическое сопровождение процесса введения и реализации требований федерального государственного образовательного стандарта высшего образования (далее ФГОС ВО), помощь при разработке рабочих учебных программ дисциплин образовательной программы (далее ОП).

2. Создания в образовательном учреждении учебно-методического обеспечения образовательного процесса.

Методические рекомендации определяют сущность самостоятельной работы студентов в вузе, ее назначение, планирование, формы организации и виды контроля.

Содержание

1. Нормативное обеспечение самостоятельной работы в ФГОС ВО
2. Назначение и виды самостоятельной работы студентов
3. Контроль самостоятельной работы студентов преподавателями

1. Нормативное обеспечение самостоятельной работы в ФГОС ВО

1.1. Требования к условиям реализации ОП:

- требования к обязательному минимуму содержания образовательной программы подготовки бакалавра, к условиям ее реализации и срокам ее освоения определяются настоящим ФГОС ВО;

- в программу бакалавриата входит «Дисциплины (модули)», который включает дисциплины (модули), относящиеся к обязательной части программы и дисциплины (модули), относящиеся к части, формируемой участниками образовательных отношений. Дисциплины (модули), относящиеся к обязательной части программы бакалавриата, являются обязательными для освоения обучающимся вне зависимости от направленности (профиля) программы бакалавриата, которую он осваивает. Набор дисциплин (модулей), относящихся к обязательной части программы бакалавриата, вуз определяет самостоятельно в объеме, установленном настоящим ФГОС ВО. Дисциплины (модули), относящиеся к части, формируемой участниками образовательных отношений определяют направленность (профиль) программы бакалавриата. Набор дисциплин (модулей), относящихся к части, формируемой участниками образовательных отношений, определяет вуз самостоятельно в объеме, установленном настоящим ФГОС ВО. После выбора обучающимся направленности (профиля) программы, набор соответствующих дисциплин (модулей) становится обязательным для освоения обучающимся;

- максимальный объем учебной нагрузки студента устанавливается 54 часа в неделю, включая все виды аудиторной и внеаудиторной (самостоятельной) учебной работы.

Помещения для самостоятельной работы обучающихся должны быть оснащены компьютерной техникой с возможностью подключения к сети «Интернет» и обеспечением доступа в электронную информационно-образовательную среду организации. Библиотека вуза должна иметь достаточное количество современных учебников и учебных пособий по всем дисциплинам и постоянно восполняться научной литературой и периодическими изданиями нефтегазового профиля.

Объем времени, отведенный на внеаудиторную самостоятельную работу, находит отражение:

- в рабочем учебном плане,
- в рабочих программах учебных дисциплин с распределением по разделам или конкретным темам.

2. Назначение и виды самостоятельной работы студентов

Самостоятельная работа проводится с целью:

- систематизации и закрепления полученных теоретических знаний и практических умений студентов;
- углубления и расширения теоретических знаний;
- формирования умений использовать нормативную, правовую, справочную документацию и специальную литературу;
- развития познавательных способностей и активности студентов: творческой инициативы, самостоятельности, ответственности, организованности;
- формирование самостоятельности мышления, способностей к саморазвитию, совершенствованию и самоорганизации;
- формирования практических (общеучебных и профессиональных) умений и навыков;
- развитию исследовательских умений.

Внеаудиторная самостоятельная работа – планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская работа студентов, выполняемая во внеаудиторное время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

В учебном процессе образовательного учреждения выделяются два вида самостоятельной работы:



3. Контроль самостоятельной работы студентов преподавателями

Контроль самостоятельной работы студентов предусматривает:

- соотнесение содержания контроля с целями обучения;
- объективность контроля;
- валидность контроля (соответствие предъявляемых заданий тому, что предполагается проверить);
- дифференциацию контрольно-измерительных материалов.

Формы контроля самостоятельной работы

1. Просмотр и проверка выполнения самостоятельной работы преподавателем.
2. Самопроверка, взаимопроверка выполненного задания в группе.
3. Обсуждение результатов выполненной работы на занятии.
4. Тестирование.
5. Письменный опрос.
6. Устный опрос.
7. Индивидуальное собеседование.
8. Коллоквиум.
9. Отчет о проделанной работе.
10. Защита рефератов или курсовой работы.
11. Творческий конкурс.
12. Интернет-конференции.
13. Контрольная работа.

Критерии оценки результатов самостоятельной работы

Критериями оценок результатов внеаудиторной самостоятельной работы студента являются:

- уровень освоения студентами учебного материала;
- умения студента использовать теоретические знания при выполнении практических задач;
- сформированность общеучебных умений;
- умения студента активно использовать электронные образовательные ресурсы, находить требующуюся информацию, изучать ее и применять на практике;
- обоснованность и четкость изложения ответа;
- оформление материала в соответствии с требованиями;
- умение ориентироваться в потоке информации, выделять главное;

- умение четко сформулировать проблему, предложив ее решение, критически оценить решение и его последствия;
- умение показать, проанализировать альтернативные возможности, варианты действий;
- умение сформировать свою позицию, оценку и аргументировать ее.

Содержание внеаудиторной самостоятельной деятельности студентов

Методические указания для студентов по выполнению самостоятельной работы:

1. Подготовка к лекциям;
2. Подготовка к практическим занятиям;
- 3 Самостоятельное изучение учебной литературы.

Перечень основной литературы:

1. Леонова, О. В. Детали машин и основы конструирования / О.В. Леонова ; К.С. Никулин. - Москва : Альтаир-МГАВТ, 2015. - 130 с., экземпляров неограничено
2. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования / Д.В. Никитин ; Ю.В. Родионов ; И.В. Иванова, 1, Механические передачи. - Тамбов : Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015. - 113 с. - ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). - ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1), экземпляров неограничено.

Перечень дополнительной литературы:

1. Касьянов, В. М. Гидромашины и компрессоры : Учебник для вузов. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Недра, 1981. - 295 с.
2. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. / Гусман М.Т., Балденко Д.Ф., Кочнев А.М., Никомаров С.С. – М.: Недра, 1981. – 231 с.
3. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования : учеб. пособие для вузов / Л. Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович и др.. - М. : Недра, 1987. - 422 с.

Перечень учебно-методического обеспечения самостоятельной работы обучающихся по дисциплине:

1. электронный курс лекций;
2. учебно-методическое пособие по выполнению практических занятий (электронная версия);

Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины:

1. <http://eLibrary.ru/> - Научная электронная библиотека
2. wwwURL: <http://www.biblioclub.ru/> - Электронная библиотечная система «Университетская библиотека онлайн»
3. wwwURL: <http://e.lanbook.com/> - Электронно-библиотечная система «Издательство «Лань».