

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Максимов Алексей Борисович

Должность: директор департамента по образовательной политике

Дата подписания: 26.03.2019

Уникальный программный ключ:

8db180d1a3f02ac9e60521a5672742735c18b1d6

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХ)**

Кафедра «Техника и технология горного и  
нефтегазового производства»

Мерзляков В.Г.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к практическим занятиям по дисциплине

**«Гидромашины и компрессоры»**

для студентов направления подготовки 21.03.01 Нефтегазовое дело

## 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.

Пересчет характеристики центробежных насосов для вязких жидкостей

Практическое занятие 4.

Расчет основных параметров поршневых насосов

Практическое занятие 5.

Изучение типов и конструкций гидравлических забойных двигателей

Практическое занятие 6.

Расчет параметров ВЗД

Практическое занятие 7.

Расчет основных параметров поршневых компрессоров

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.

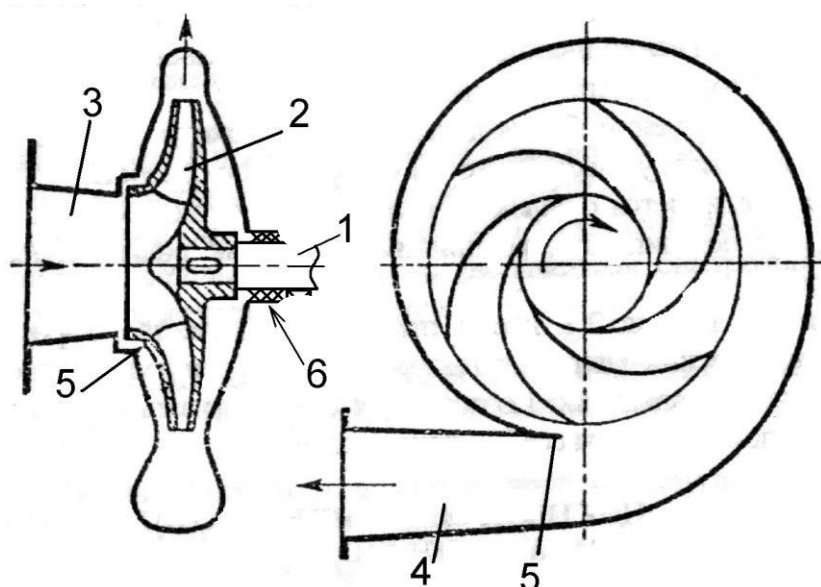


Рисунок 1.1 - Схема центробежного насоса консольного типа

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 м<sup>3</sup>/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  $Q/2$ ), м<sup>3</sup>/с;

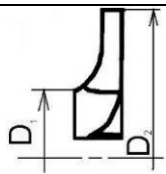
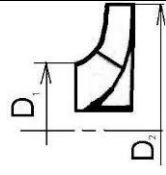
$H$  - напор, развиваемый насосом (для многоступенчатых насосов вместо напора насоса следует принимать напор одной ступени -  $H/k$ , где  $k$  - количество ступеней в насосе), м.

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

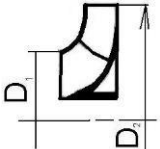
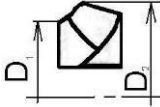
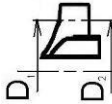
В силу отмеченного, коэффициент  $n_s$  может использоваться в качестве одного из признаков классификации насосов. В таблице 1.1 приведена такая классификация лопастных насосов. Согласно этой классификации центробежные насосы подразделяются на три группы - *тихоходные, нормальной быстроходности, быстроходные*.

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

Продолжениетаблицы

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.

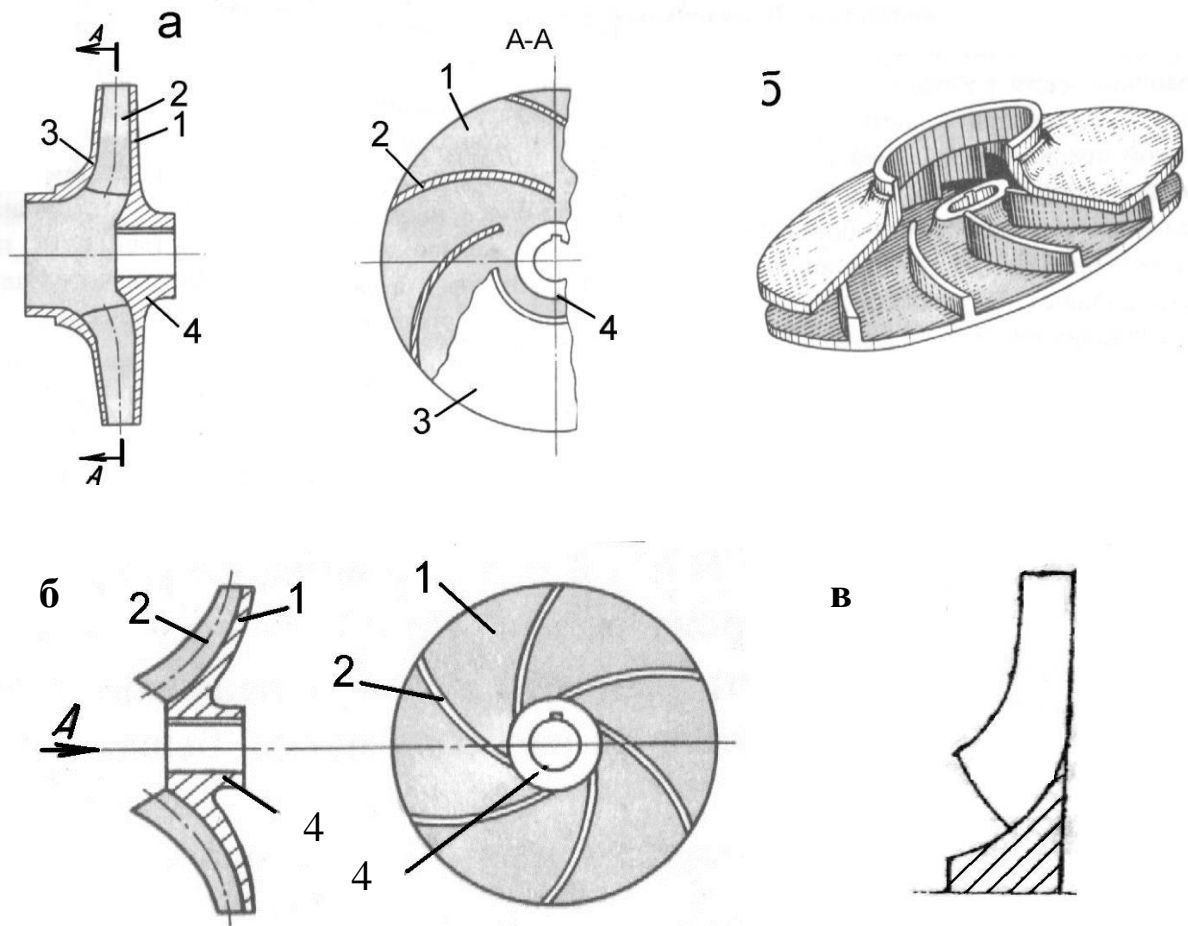


Рисунок 1.2 – Варианты рабочих колес центробежного насоса:  
 а - закрытого типа с односторонним входом (разрез и общий вид)  
 б – полуоткрытого типа; в – открытого типа  
 1-внутренний (задний) диск, 2-лопатки, 3- передний диск, 4-ступица

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

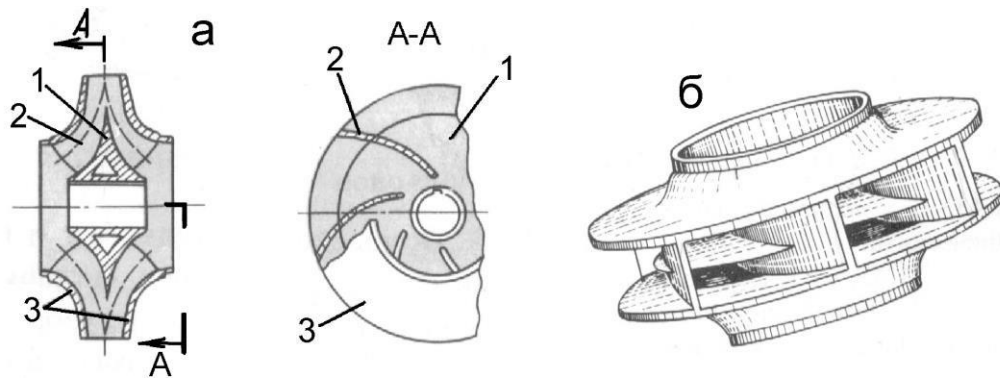


Рисунок 1.3 - Рабочее колесо с двусторонним подводом.  
1-внутренний диск со ступицей, 2-лопатка, 3- передние диски.

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  $H = kN_i$ , где  $N_i$  - напор одной ступени насоса,  $k$  - число ступеней.

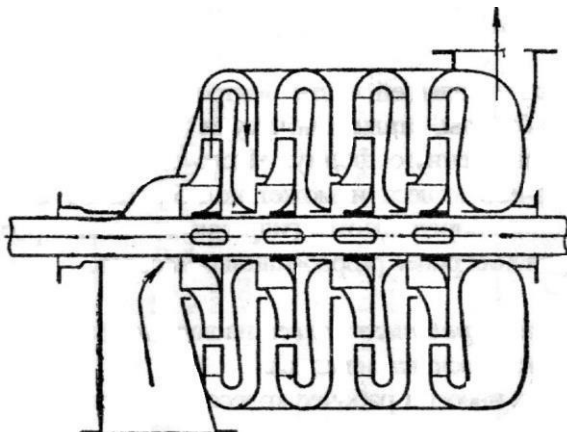


Рисунок 1.4 - Схема 4-ступенчатого секционного насоса.

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.

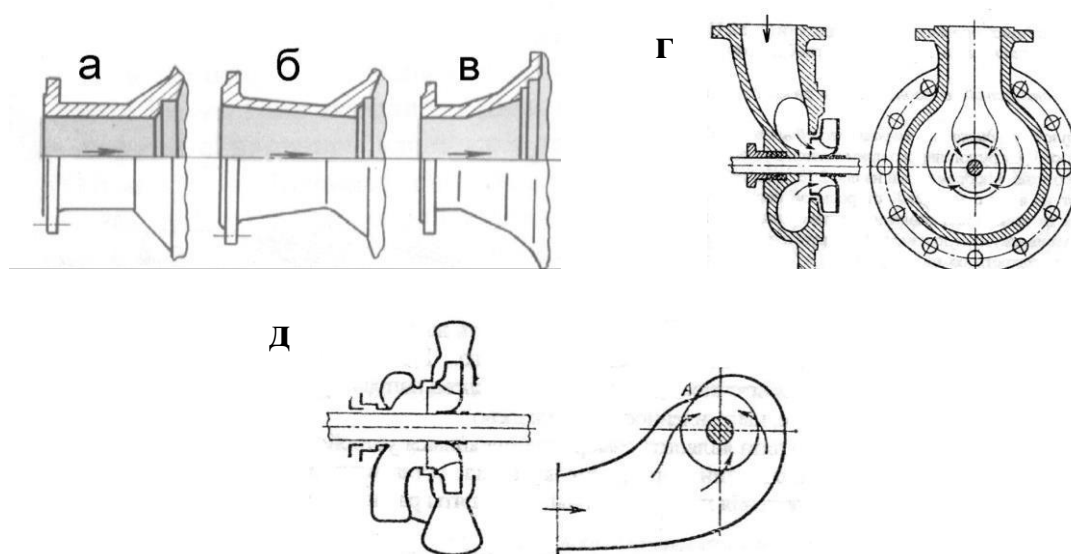


Рисунок 1.5 – Типы подводов.

*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.

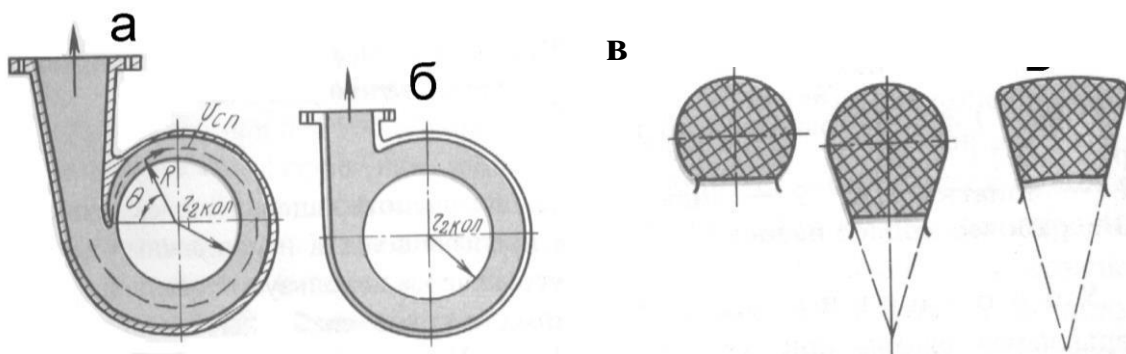


Рисунок 1.6 – Схемы отводов

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).

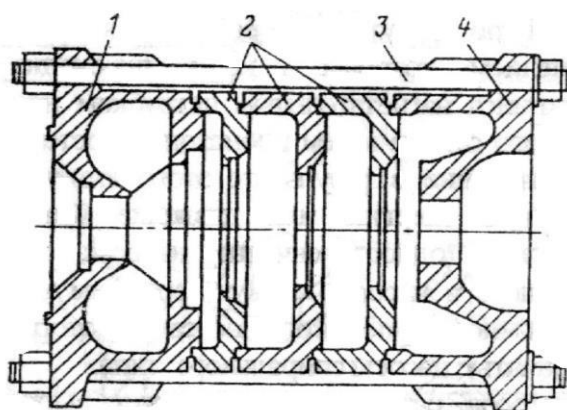


Рисунок 1.7.Секционный корпус.

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.

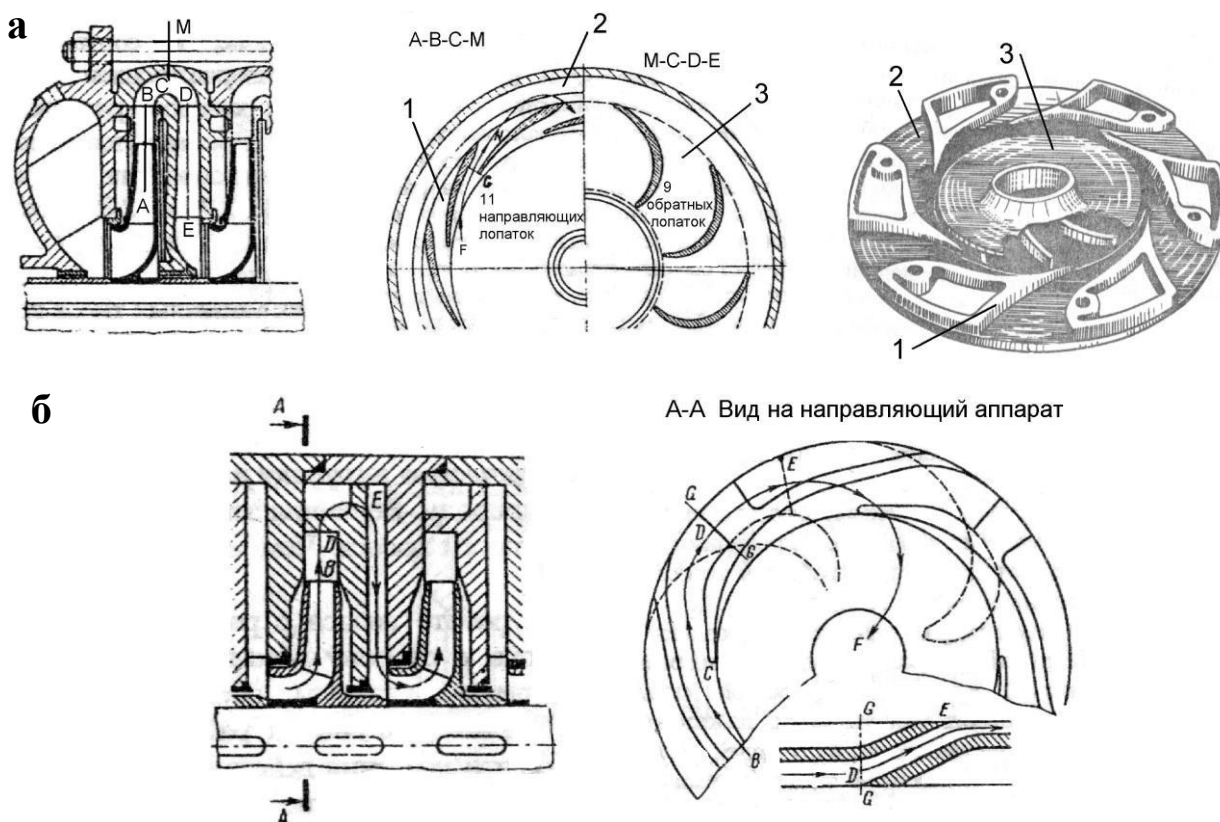


Рисунок 1.8 – Варианты направляющих аппаратов:

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.

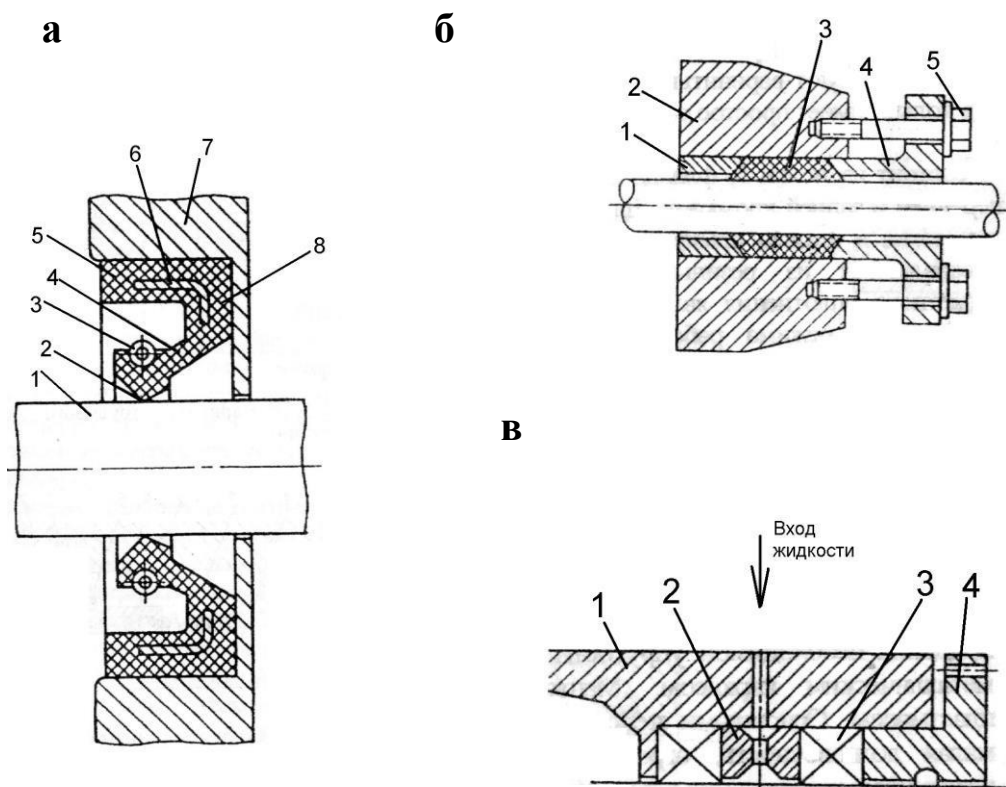


Рисунок 1.9 – Варианты манжетного и сальникового уплотнений

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.

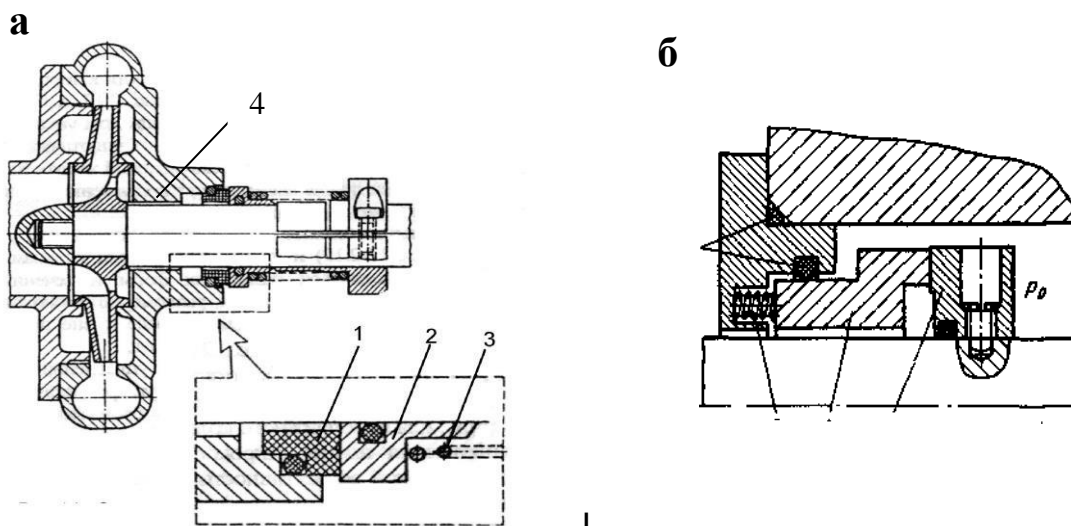


Рисунок 1.10 – Варианты торцовых уплотнений.

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 благоприятствует 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  $0,25 \div 0,3$  мм. Необходимую длину щели определяют расчетом по перепаду давления. Для увеличения сопротивления щели на вращающейся втулке могут быть нарезаны кольцевые канавки. Большому 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.

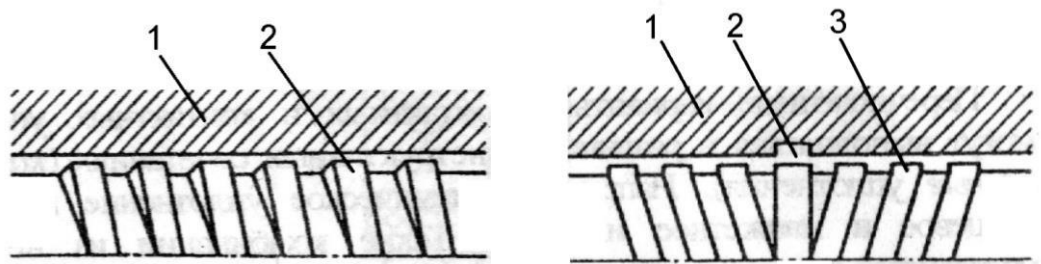


Рисунок 1.11 – Винтоканавочное уплотнение:  
а – одинарное; б – двойное

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.

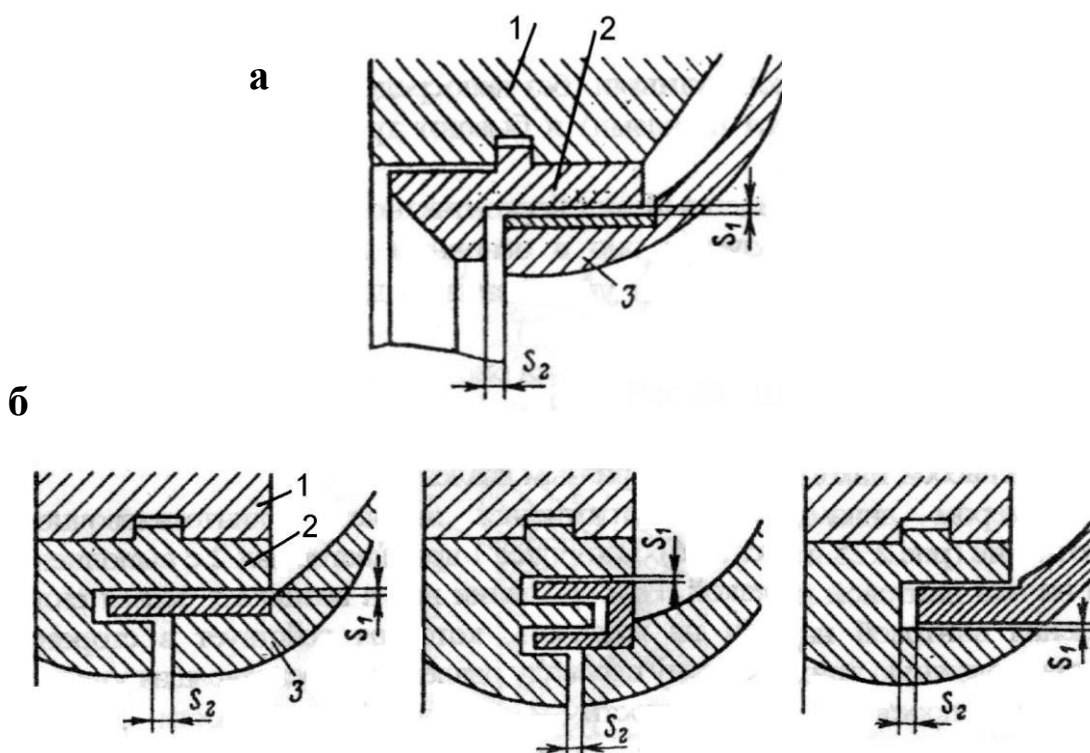


Рисунок 1.12 - Варианты передних уплотнений рабочих колес  
1 - корпус; 2 - неподвижное уплотнительное кольцо; 3 - рабочее колесо

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.

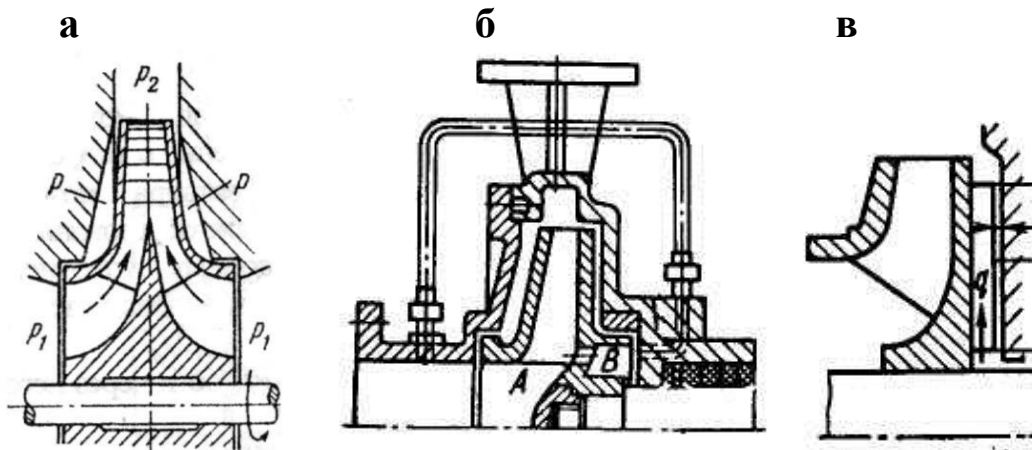


Рисунок 1.13 – Способы уравнивания осевых сил в одноступенчатых насосах

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 пяту (рисунок 1.14 в).

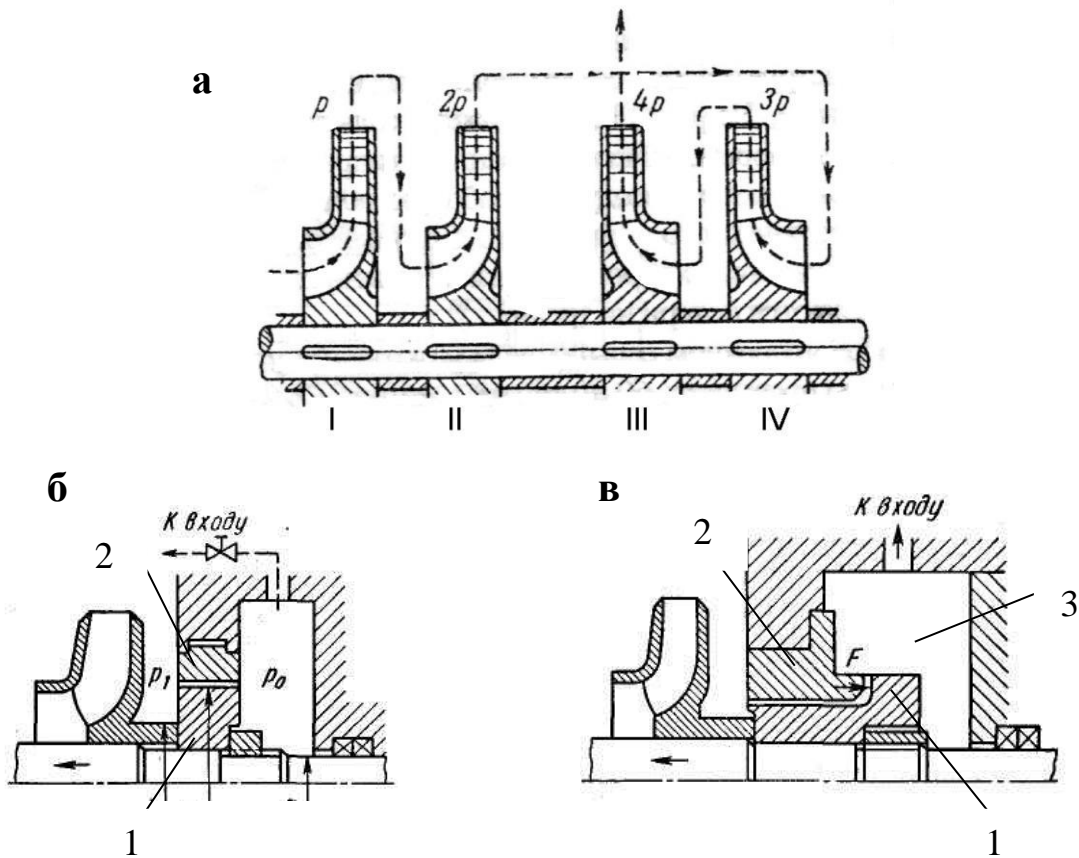


Рисунок 1.11 – Способы уравнивания осевых сил в многоступенчатых насосах

*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

#### 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  $\eta$  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.  $K_\eta$  насоса с воды  $\eta_{\text{вода}}$  на вязкую жидкость  $\eta_{\text{нефть}}$ . За ось абсцисс принят параметр Рейнольдса, записанный в виде

$$Re = \frac{Q_{opt}}{v \cdot D_{\text{экв}}},$$

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

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

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  $K_\eta$ , 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.

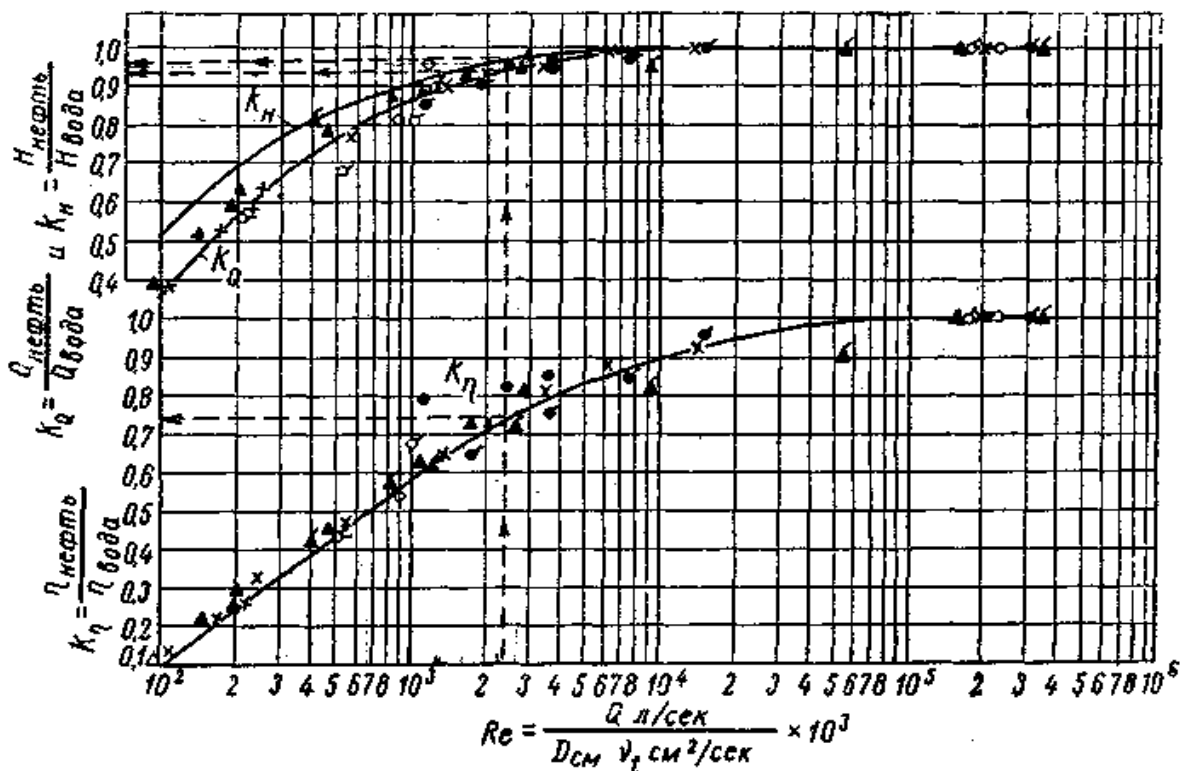


Рисунок 1 – График коэффициентов пересчета характеристик центробежных насосов с воды на вязкие жидкости.

$K_H$  – коэффициент пересчета напора  $H$ ;  $K_Q$  – коэффициент пересчета подачи  $Q$ ;  $K_\eta$  – коэффициент пересчета к. п. д.  $\eta$ .

На рис. 1 даны значения коэффициентов  $K_H$ ,  $K_Q$  и  $K_\eta$  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  $K_\eta$  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

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

## Практическое занятие № 4

### Расчет основных параметров поршневых насосов

**Задача 1:** Определить основные размеры одноцилиндрового насоса простого действия для подачи нефти объемного веса  $910 \text{ кг/м}^3$  в количестве

1000 кг/мин при  $n = 100$  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  $\alpha$  – 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  $\psi$  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  $Q = \underline{\hspace{1cm}}$  м<sup>3</sup>/с. Перепад давления на турбобуре, спущенном на 140 мм трубах,  $p_{\Pi} = \underline{\hspace{1cm}}$  МПа. Диаметр скважины  $D_c = \underline{\hspace{1cm}}$  мм, глубина  $L = \underline{\hspace{1cm}}$  м.

Плотность глинистого раствора  $\rho = \underline{\hspace{1cm}}$  кг/м<sup>3</sup>, динамическое напряжение сдвига  $\tau_0 = \underline{\hspace{1cm}}$  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

$$\Sigma p = p_{\text{ман}} + p_{\text{д}} + p_{\text{т}} + p_{\text{зам}} + p_{\text{п}} + p_{\text{к}},$$

где  $p_{\text{ман}}$ ,  $p_{\text{д}}$ ,  $p_{\text{т}}$ ,  $p_{\text{зам}}$ ,  $p_{\text{п}}$ , и  $p_{\text{к}}$  —, долоте, трубах, замках, турбобуре и кольцевом пространстве.

Потери давления в манифольде

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

Потери давления в долоте

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

Скорость движения глинистого раствора в бурильных трубах

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

Состояние потока в бурильных трубах внутренним диаметром  $d_b$

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

Коэффициент гидравлических сопротивлений

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

Потери давления в бурильных трубах

$$p_{\tau} = \lambda \cdot \frac{L}{d_g} \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2g}$$

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

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

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

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

Потери давления в замках

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

## Практическое занятие № 5

### Изучение типов и конструкций гидравлических забойных двигателей

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.

Шпindelь-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  $\delta =$  \_\_ мм и длиной  $L =$  \_\_ м. Насосы обеспечивают циркуляцию глинистого раствора и подают  $Q =$  \_\_ м<sup>3</sup>/с жидкости и развивают давление  $P =$  \_\_ Па. Плотность глинистого раствора  $\rho =$  \_\_ кг/м<sup>3</sup>, динамическое напряжение сдвига  $\tau_0 =$  \_\_ Па, а пластическая вязкость  $\eta$  \_\_ Па·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, кг·м/с;  $N_{\text{нас}}$  – гидравлическая мощность потока у выкидного патрубка насоса, кг·м/с;  $N_{\text{ман}}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в манифольде, кг·м/с;  $N_{\text{тр}}$  – мощность, необходимая на преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих при течении глинистого раствора в бурильных трубах, кг·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, необходимая 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

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

$\lambda$  – коэффициент гидравлических сопротивлений  $\lambda = \frac{0,125}{Re}$

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

$v$  – скорость движения глинистого раствора в бурильных трубах

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

$P_{\text{зам}}$  – 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  $D_T = \underline{\hspace{2cm}}$  мм. Расход глинистого раствора  $Q = \underline{\hspace{2cm}}$  м<sup>3</sup>/с, плотность глинистого раствора  $\rho = \underline{\hspace{2cm}}$  кг/м<sup>3</sup>. При 650-700 об/мин крутящий момент на валу турбины должен быть не ниже  $M_{\text{кр}} = \underline{\hspace{2cm}}$  Н·м, а перепад давления не превышал  $P_T = \underline{\hspace{2cm}}$  МПа.

Периферийный диаметр турбины

$$D_1 = D_T - 2B,$$



Где  $B = b + f$

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

Внутренний диаметр турбины

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

где  $\eta_0$  – объемный КПД,  $\eta_0 = 0,92...0,95$ ;  $k$  – 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  $S = 2,5$  мм, шаг  $t = 22$  мм.

$C_0$  – осевая составляющая скорости рабочей жидкости,  $C_0 = 4,5...5,5$  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

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

где  $\lambda$  – 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  $\eta_{\text{мех}} = 0,94$

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

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

$$i = \frac{M_{кр}}{M_0}$$

Перепад давления в турбине

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

## 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 ведут 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  $\delta_m$  и  $\delta_p$  – 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

$$T = \frac{Q}{Snz_2}$$

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  $\omega$  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  $\delta$  – диаметральный натяг, равный (0,005...0,007)  $D_k$ .

**10.** Рассчитывают радиус эквидистанты исходного профиля

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

**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:

$$n = 60 Q \eta_{об} / V_o M$$

$$= 0,159 p V_o \eta_{гм} N$$

$$= Mn / 9554$$

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

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

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

## Практическое занятие № 7

### Расчет основных параметров поршневых компрессоров

**Задача 1:** Определить давление газа, поступающего во вторую ступень компрессора, если диаметры цилиндров его равны  $D_1 = \underline{\hspace{2cm}}$  мм и  $D_2 = \underline{\hspace{2cm}}$  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  $\underline{\hspace{2cm}}^\circ$  сжимается в трехступенчатом компрессоре до давления  $\underline{\hspace{2cm}}$  атм. Определить мощность на валу компрессора при изотермическом и адиабатическом процессах, а также мощность двигателя. Производительность компрессора  $Q = \underline{\hspace{2cm}}$  м<sup>3</sup>/ч.

#### Решение

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

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

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

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

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.



## Список рекомендуемой литературы

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.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОРГАНИЗАЦИИ  
САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле»**

Ставрополь, 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Цель освоения дисциплины: формирование набора общекультурных и профессиональных компетенций будущего бакалавра по направлению подготовки 21.03.01 Нефтегазовое дело.

Целью изучения дисциплины является ознакомление и получение необходимой базы знаний по основным видам насосов и компрессоров, применяемых в нефтегазодобывающей промышленности.

Результатом обучения по данной программе должно быть изучение принципа действия и устройства наиболее распространенных видов нефтегазопромыслового оборудования, используемого при разработке и эксплуатации газовых и газоконденсатных месторождений; умение пользоваться характеристиками машин и выбрать оборудование по основным его показателям действия (параметрам); умение производить расчеты, связанные с приспособлением машин к технологическим условиям и регулированием.

Дисциплина относится к профессиональному циклу вариативной части. Ее освоение происходит в 4 семестре.

Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины

Индекс	Формулировка:
ПК-3	способность эксплуатировать и обслуживать технологическое оборудование, используемое при строительстве, ремонте, реконструкции и восстановлении нефтяных и газовых скважин, добыче нефти и газа, сборе и подготовке скважинной продукции, транспорте и хранении углеводородного сырья
ПК-8	способность осуществлять в соответствии с технологическим регламентом оперативный контроль за техническим состоянием оборудования, используемого при строительстве, ремонте, реконструкции и восстановлении нефтяных и газовых скважин, добыче нефти и газа, сборе и подготовке скважинной продукции, транспорте и хранении углеводородного сырья

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Назначение и виды самостоятельной работы студентов.....	
Виды самостоятельной работы студентов.....	
Самостоятельное изучение теоретического курса.....	
Самостоятельное выполнение заданий.....	
Иные формы самостоятельной работы.....	
Контроль самостоятельной работы студентов преподавателями.....	
Формы контроля самостоятельной работы.....	
Критерии оценки результатов самостоятельной работы.....	
Список литературы.....	

### НАЗНАЧЕНИЕ И ВИДЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

Во время самостоятельной подготовки, обучающиеся должны быть обеспечены доступом к сети Интернет. Реализация основной образовательной программы подготовки бакалавров должна обеспечиваться доступом каждого к библиотечным фондам и базам данных, формируемым по полному перечню дисциплин основной образовательной программы из расчета обеспеченности учебниками и учебными пособиями не менее 0.5 экземпляра на одного студента. Библиотека вуза должна иметь достаточное количество современных учебников и учебных пособий по всем циклам дисциплин и постоянно восполняться научной литературой и периодическими изданиями нефтегазового профиля.

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

- в рабочем учебном плане - в целом по теоретическому обучению, каждому из циклов дисциплин и междисциплинарных курсов,
- в рабочих программах учебных дисциплин и междисциплинарных курсов с распределением по разделам или конкретным темам.

Под самостоятельной работой студентов понимается планируемая учебная, учебно-исследовательская, а также научно-исследовательская работа, которая выполняется во внеаудиторное время по инициативе студента или по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

*Цели и задачи 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;
- формирования практических (профессиональных) умений и навыков;
- развитию исследовательских умений.

Целью самостоятельной работы студента по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» является формирование профессиональных компетенций (ПК-3, ПК-8) у бакалавра по направлению 21.03.01 Нефтегазовое дело профиль Бурение нефтяных и газовых скважин, Эксплуатация и обслуживание объектов добычи нефти, Сооружение и ремонт объектов систем трубопроводного транспорта.

Задачи самостоятельной работы:

- овладение теоретическими знаниями, связанными повышением производительности нефтяных скважин;
- формирование опыта собственной поисковой, творческой, научно-исследовательской деятельности.

Самостоятельная работа способствует развитию ответственности и организованности, творческого подхода к решению проблем учебного и профессионального (в том числе научного) уровня.

## **ВИДЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ**

Основными видами самостоятельной учебной деятельности студентов являются:

- 1) предварительная подготовка к аудиторным занятиям, в том числе и к тем, на которых будет изучаться новый, незнакомый материал.
- 2) своевременная доработка конспектов лекций;
- 3) подбор, изучение, анализ и при необходимости – конспектирование рекомендованных источников по учебным дисциплинам;
- 4) выяснение наиболее сложных, непонятных вопросов и их уточнение во время консультаций;
- 5) подготовка к контрольным занятиям и экзамену;
- 6) систематическое изучение периодической печати, научных монографий, поиск и анализ дополнительной информации по учебным дисциплинам.

На самостоятельную работу бакалавра по направлению 21.03.01 Нефтегазовое дело профиль Бурение нефтяных и газовых скважин, Эксплуатация и обслуживание объектов добычи нефти, Сооружение и ремонт объектов систем трубопроводного транспорта отводится 36 академических часов.

Виды самостоятельной работы по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» могут быть разделены на основные (аудиторные) и дополнительные (внеаудиторные).

Основные виды самостоятельной работы выполняются в обязательном порядке с последующим контролем результатов преподавателем, который проводит практические занятия в студенческой группе.

Дополнительные (внеаудиторные) виды самостоятельной работы выполняются по заданию преподавателя без его непосредственного участия.

Дополнительные виды самостоятельной работы по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» рекомендуются тем студентам, которые наиболее заинтересованы в изучении этой дисциплины.

К основным (обязательным) видам самостоятельной работы студентов при изучении дисциплины «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» относится:

- а) самостоятельное изучение теоретического материала;
- б) оформление практических заданий;
- в) подготовка к экзамену.

#### Виды и содержание самостоятельной работы; формы их контроля

Код реализуемой компетенции	Вид деятельности студентов	Итоговый продукт самостоятельной работы	Средства и технологии оценки	Объем часов
ПК-3, ПК-8	<i>Самостоятельное изучение литературы по теме 1-9</i>	Конспект	Проверка конспекта, собеседования	18
ПК-3, ПК-8	Подготовка к практическим занятиям по темам 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10.	Практические занятия	Собеседование, устный опрос	18
ПК-3, ПК-8	Подготовка к экзамену	экзамен	Устный опрос	36
<b>Итого за 4 семестр</b>				<b>72</b>
<b>Итого</b>				<b>72</b>

#### САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО КУРСА

Самостоятельное изучение теоретического материала по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» предусмотрено на всём протяжении курса. Такая работа сопровождает лекционные и практические занятия, текущий и промежуточный контроль, и в то же время является отдельным видом самостоятельной работы.

Источниками для самостоятельного изучения теоретического курса по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» выступают:

- учебники по предмету;
- курсы лекций по предмету;
- учебные пособия по отдельным темам.

Умение студентов быстро и правильно подобрать литературу, необходимую для выполнения учебных заданий, является залогом успешного обучения. Самостоятельный подбор литературы осуществляется при подготовке к практическим занятиям, самостоятельном изучении тем.

Выполнение СРС на занятиях с проверкой результатов преподавателем позволяет студентам усваивать изучаемый материал более глубоко, меняется отношение к лекциям, так как без понимания теории предмета, без хорошего конспекта трудно рассчитывать на успех в решении заданий. Это улучшает посещаемость как практических, так и лекционных занятий.

### **САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ЗАДАНИЙ**

Задания для самостоятельной работы преимущественно содержатся в учебно-методическом комплексе дисциплины (практикум).

Сдача задания производится преподавателю, ведущему практические занятия, в установленные сроки.

### **ИНЫЕ ФОРМЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ**

К иным формам самостоятельной работы студентов относятся: подготовка конспектов по самостоятельно изучаемым темам, готовность к собеседованию по этим темам.

### **КОНТРОЛЬ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ ПРЕПОДАВАТЕЛЯМИ**

Отдельной составляющей в итоговой оценке по дисциплине «Гидромашины и компрессоры в нефтегазовом деле» оценка самостоятельной работы не является.

Вместе с тем оценка самостоятельной работы всё же имеет непосредственное отношение к итоговой оценке по дисциплине.

Во-первых, оценка самостоятельной работы включается в оценку такой формы промежуточного контроля, как оценка текущей работы на практических занятиях.

Во-вторых, так как самостоятельная работа по предмету поощряется, преподаватель может использовать (и, как правило, использует) оценку самостоятельной работы в качестве поощрительной составляющей на экзамене.

В спорных ситуациях оценка самостоятельной работы может разрешить ситуацию в пользу студента.

Роль оценки самостоятельной работы студентов зависит от вида этой работы.

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. Письменный опрос.
5. Устный опрос.
6. Индивидуальное собеседование.

### **КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ**

Независимо от вида самостоятельной работы, критериями оценки самостоятельной работы могут считаться:

- уровень освоения студентом учебного материала;
- умение студента использовать теоретические знания при выполнении практических задач;
- умение 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.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

#### **Основная литература:**

1. Тагиров К.М. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин. – М: 2012. – 346 с.

#### 11.1.2. Дополнительная литература:

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., Близнюков В.Ю. Буровое оборудование: Справочник: в 2-х т. Т. 2. Буровой инструмент. - М.: ОАО "Издательство "Недра", 2003.