

АЛЕКСАНДР БЕЖАНИШВИЛИ

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ
И КОМПРЕССОРНЫХ
УСТАНОВОК**

„ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ“

ГРУЗИНСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

АЛЕКСАНДР БЕЖАНИШВИЛИ

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ
И КОМПРЕССОРНЫХ
УСТАНОВОК**



**Утверждено Редакционно-
издательским советом ГТУ
в качестве лекционного курса,
28.02.2018, протокол №1**

**Тбилиси
2018**

УДК 621.65+621.51

В работе рассмотрены вопросы, связанные с эксплуатацией тех насосных и компрессорных установок, которые применяются в нефтяной и газовой промышленности. Представлены: классификация, область применения и принцип действия насосных и компрессорных установок, их технические показатели, а также вопросы выбора и регулирования установок.

Курс лекций предназначен для студентов бакалавриата горно-геологического факультета Грузинского технического университета.

Рецензенты: Нодар Арудашвили, ассоциированный профессор Департамента
горных технологий горно-геологического факультета
Грузинского технического университета,

Акакий Гочолеишвили, ассоциированный профессор Департамента
горных технологий горно-геологического факультета
Грузинского технического университета

© Издательский дом „Технический университет”, 2018

ISBN 978-9941-28-043-6

<http://www.gtu.ge>



Все права защищены. Ни одна часть этой книги (будь то текст, фото, иллюстрация или др.) не может быть использована без письменного разрешения издателя ни в каких-либо форме и средствах (электронной или механической).

Нарушение авторских прав наказуемо законом.

Автор/авторы несет ответственность за точность приведенных в книге фактов.

Позиция Издательского дома может не совпадать с позицией автора/авторов.

I. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ МАШИН

Предмет настоящего курса – гидравлические машины (насосы, гидродвигатели) и компрессоры, используемые в нефтегазодобывающей промышленности. Они относятся к обширному классу проточных машин, играющих исключительно важную роль во всех областях производства.

Как известно, машиной называется механизм или комплекс механизмов, предназначенный для выполнения полезной (отдаваемой) работы. Это – работа сил производственных (полезных) сопротивлений. Вследствие вредных сопротивлений в самой машине она всегда меньше затраченной (потребляемой) работы, совершаемой движущими силами.

Проточные машины отличаются от прочих тем, что процесс передачи работы у них целиком связан с потоком среды, протекающей через машину. В частности, если текучей средой (флюидом) является капельная жидкость, то проточные машины называются гидравлическими, если же текучая среда газообразная, то говорят о газовых или пневматических проточных машинах.

Приведенное общее определение машин полностью относится к проточным и используется для их классификации по двум основным группам в зависимости от направления передачи работы:

Проточные машины – орудия, которые получают работу от приводного вала или штока, а отдают ее потоку текучей среды. К этой группе относятся насосы, служащие для создания потока жидкой среды и компрессорные машины (то же, но для газообразных сред).

Проточные машины – двигатели, которые воспринимают работу от потока жидкости или газа, а отдают ее через выводной вал. К ним относятся турбины и другие гидро- и пневмодвигатели.

Существуют агрегаты, составленные из машин обеих названных групп. В подобных системах текучая среда служит передаточным звеном, по отношению к которому проточная машина-орудие – отдающий, а машина-двигатель – приемный орган агрегата. Примеры: гидродинамическая передача, используемая в силовом приводе буровой установки; бесштанговая насосная установка, составленная из наземного силового насоса и погружного поршневого двигателя с насосом; система, состоящая из бурового насоса и забойного гидродвигателя; насосный гидропривод некоторых механизмов буровых и нефтепромысловых установок.

В зависимости от принципа действия все проточные машины делятся на два класса – динамические и объемные.

В динамической машине передача работы от рабочего органа к текучей среде (или наоборот) происходит в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом машины. Примеры: центробежный или вихревой насос, турбина турбобура, центробежный или осевой компрессор.

Признак объемной проточной машины – периодическое изменение объема рабочей камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом машины. Примеры: поршневой насос или компрессор, роторный насос, гидромотор, винтовой или пластинчатый компрессор.

1. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Устройство и принцип действия

Среди разнообразия динамических насосов рассмотрим три наиболее распространенных типа: центробежный, осевой и вихревой. Общая конструктивная особенность центробежного и осевого насосов – наличие лопастных систем: вращающейся (ротор) и неподвижной (статор). Поэтому их относят к группе л о п а с т н ы х насосов. В вихревом насосе только ротор лопастный (с плоскими л о п а т к а м и), а статор имеет профилированные каналы, он относится к группе динамических насосов трения.

В рассматриваемых насосах общим является то, что в межлопастных каналах ротора посредством лопастей жидкость разгоняется (ее скорость увеличивается), а в каналах статора тормозится (скорость снижается), преодолевая давление, действующее навстречу потоку жидкости в статоре. Другими словами, работа против сил давления в статоре совершается за счет кинетической энергии, приобретенной жидкостью в роторе (по общему выражению: «кинетическая энергия преобразуется в давление»).

Процесс разгона и торможения жидкости может совершаться о д н о к р а т н о в одной ступени лопастного насоса или м н о г о к р а т н о, как это происходит в одной ступени вихревого насоса или последовательно в нескольких ступенях лопастного. В последнем случае насос называется многоступенчатым.

В ц е н т р о б е ж н о м насосе лопастный аппарат ротора радиального типа, в котором жидкость перемещается от центра к периферии (рис. 1, а). Такое же устройство используется в центробежных вентиляторах и компрессорах. В о с е в о м насосе поток жидкости параллелен оси вращения (рис. 1, б), а лопастные аппараты ротора и статора представляют собой элементы многозаходных, по числу лопастей, винтов.

В принципе действия центробежного и осевого насоса существует различие, связанное с направлением движения потока. В центробежном насосе понижение давления вокруг оси вращения, благодаря чему возникает постоянный приток жидкости из подводящего патрубка, связано с действием центробежных сил во вращающейся жидкости¹. В осевом насосе центробежные силы действуют в направлении, перпендикулярном к течению жидкости, и не играют роли в создании потока.

Ц е н т р о б е ж н о – о с е в о й (полуосевой) насос (рис. 1, в) – смешанный тип лопастного насоса. Центробежный и осевой насосы можно рассматривать как предельные случаи полуосевого при угле $\theta = 90^\circ$ и 0° .

Принцип действия в и х р е в ы х насосов следующий (рис. 2, а). В кольцевой лопасти 1, соединенной с всасывающим и нагнетательным патрубками, жидкость увлекается в круговое движение благодаря интенсивной передаче импульса ее частиц, движущихся в межлопаточных ячейках рабочего колеса 2, потоку жидкости в примыкающем к нему канале. Вследствие неуравновешенности центробежных сил, действующих на частицы жидкости в межлопаточных ячейках колеса и в боковых каналах, по периферии

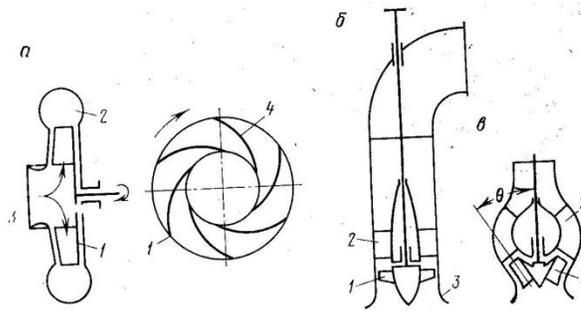


Рис 1. Схемы лопастных насосов:

1 – рабочее колесо, 2 – отвод, 3 – подвод, 4 – лопасть

колеса (сечение Б-Б) возникают продольные вихри 3, на которые накладываются вихри 4, формирующиеся за лопатками. Траектории частиц жидкости образуют винтовые шнуры. Поступая в рабочее колесо, жидкость «разгоняется», а, выходя в боковой канал, «тормозится» перепадом давления. Поскольку этот процесс многократный, в вихревом насосе при равных размерах и частотах вращения вала преодолевается перепад давления более высокий, чем в центробежном.

Лопастные насосы не обладают способностью самовсасывания, иначе говоря, воздух, наполняющий первоначально подводящую трубу и насос, не может быть удален самим насосом для создания вакуума,

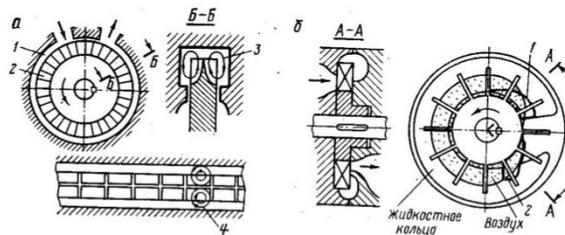


Рис. 2. Схемы вихревых насосов:

а – закрыто-вихревого, б – открыто-вихревого

достаточного для подъема жидкости с нижнего уровня и заполнения ею насоса. Поэтому перед пуском лопастный насос следует заполнять жидкостью извне или же снабжать устройством для создания нужного вакуума (вакуумным насосом или эжектором).

Вихревой насос в этом отношении отличается от лопастного, так как центральным расположением входного и выходного отверстий и профилированием бокового канала ему придается способность самовсасывания.

На рис. 2, б показана разновидность такого открыто-вихревого насоса (в отличие от закрыто-вихревого по рис. 2, а). В полости насоса при его запуске остается жидкость. При вращении колеса формируется жидкостное кольцо, радиальная толщина которого везде одинаковая, кроме участков, расположенных против отверстий – входного 1 и выходного 2. На этих участках размеры сечений бокового канала постепенно уменьшаются, благодаря чему радиальная толщина жидкостного кольца здесь увеличивается (подобно тому, как разливается река на мели). Между отверстиями 1 и 2 боковой канал имеет перемычку, вследствие чего жидкостное кольцо распространяется вплоть до

втулки колеса. На рис. 2,б видно, что межлопаточная воздушная ячейка у входного отверстия расширяется по направлению вращения колеса. Таким образом создается вакуум, необходимый для всасывающего действия насоса. Затем ячейка замыкается и переносит воздух к отверстию 2, через которое он выталкивается при уменьшении объема ячейки. Принцип действия открыто-вихревого насоса позволяет использовать его в качестве вакуумного насоса и для перекачки газожидкостной смеси.

В центробежно-вихревом насосе имеются две ступени: в первой применяют центробежное, а во второй – вихревое рабочие колеса.

2. ЭЛЕМЕНТЫ УСТРОЙСТВА ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Основные рабочие органы

Рабочее колесо состоит из втулки и лопастей, связанных с ней непосредственно или при помощи одного или двух дисков. В зависимости от числа дисков рабочие колеса бывают закрытыми (два диска), полукрытыми (один диск) и открытыми (без дисков). Недостаток открытых и полуоткрытых колес – перетоки жидкости из одного межлопаточного канала в другой через зазор между колесом и корпусом. Однако они проще в изготовлении, компактнее и менее подвержены засорению при перекачивании взвешенных веществ.

Колеса изготавливают с односторонним (рис. 3, а, в, д, е) или двусторонним входом (рис. 3, б, г). В последнем случае два колеса, действующие параллельно, соединены в одну деталь.

Поверхности лопастей центробежных колес – цилиндрические, а осерадиальные рабочие колеса имеют сферические лопасти, что благоприятствует потоку в широком искривленном канале.

Рабочее колесо осевого насоса всегда открытого типа, на цилиндрической втулке его, снабженной обтекателем, предусмотрены три – пять лопастей винтовой формы (рис. 3, д). В мощных насосах лопасти могут поворачиваться вокруг оси, перпендикулярной к оси вращения, посредством болтового соединения или при помощи поворотного механизма. Изменением положения лопастей можно в широких пределах регулировать подачу насоса, сохраняя высокий к.п.д.

У насосов, предназначенных для перекачивания взвешенных веществ (песка, грунта, шлама, волокнистых масс) и сильно загрязненных канализационных вод каналы в рабочих колесах значительно расширены (рис. 3, е), а число лопастей уменьшено (до двух и даже до одной).

Для рабочих колес и других деталей проточной части насосов в зависимости от их назначения применяют различные материалы: чугун и углеродистую сталь (нейтральные жидкости), хромистые хромоникелевые стали (кислая вода), бронзу и цветные сплавы, хромоникелькремнистую сталь, ферросилид, титан, пластмассы, керамику, фарфор, графит, покрытия из резины, смолы, эмали и стекла (химически агрессивные и абразивные жидкости). Рабочие колеса насосов, предназначенных для откачки из нефтяных скважин жидкости со значительным (до 1%) содержанием механических примесей, изготавливают из полиамидной смолы.

О т в о д ы. Из рабочего колеса жидкость поступает в отводящее устройство, выполненное непосредственно в корпусе насоса или в отдельных деталях. Функции устройства: 1) снизить скорость с наименьшими гидравлическими потерями; 2) обеспечить осесимметричный поток на выходе из рабочего колеса с тем, чтобы в каналах рабочего колеса поток был установившимся (без пульсаций);

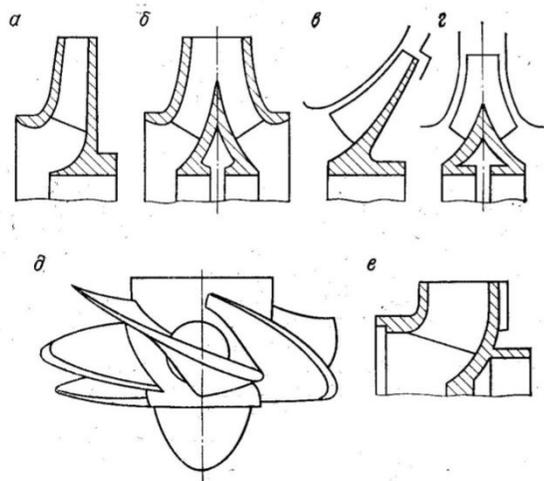


Рис.3. Рабочие колеса лопастных насосов

3) отвести поток к выходному патрубку или к следующей ступени насоса.

Один из нескольких каналов отвода состоит из двух основных частей: спиральной части и диффузора.

С п и р а л ь н ы й о т в о д с одним каналом (рис. 4, а) охватывает колесо по всей окружности. Снижение скорости потока начинается на этом участке и продолжается в коническом выходном патрубке 1 (диффузоре). Форма сечения спирали бывает различной: круговой, трапецевидной, грушевидной, прямоугольной.

При нарушении осевой симметрии потока возникает поперечная гидравлическая сила, изгибающая вал и вызывающая усиленный износ опорных подшипников. Для уменьшения этой силы иногда применяют д в у х з а в и т к о в ы й о т в о д (рис. 4, б, в). С этой же целью патрубки спиралей многоколесных насосов располагают в шахматном порядке (рис. 4, г).

Н а п р а в л я ю щ и й а п п а р а т, применяемый в многоступенчатых насосах, состоит из нескольких каналов со спиральным *abc* и диффузорным *bcde* участками (рис. 4, д). По сравнению со спиральным отводом направляющий аппарат компактнее, вследствие чего уменьшаются габариты многоступенчатого насоса. Максимальный к.п.д. насоса несколько повышается (примерно на 2%). С другой стороны, насосы спирального типа более просты в изготовлении и сборке и удобны для осмотра проточной части. Кроме того, они обеспечивают более высокий средний к.п.д. при эксплуатации.

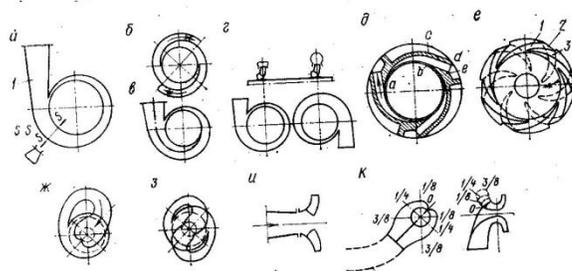


Рис. 4. Отводы, переводные каналы и подводы

Переводные каналы многоступенчатых насосов служат диффузорами и соединяют отвод предыдущей ступени с подводом к последующей. В насосах с направляющим аппаратом (рис. 4, е) переводной канал 2 соединяет диффузорные участки отвода 1 с каналами обратного направляющего аппарата. Лопастями 3 обеспечивается радиальный подвод жидкости (показано стрелкой). В насосах со спиральным отводом переводные каналы выполняются в корпусе насоса или примыкающей к нему U-образной трубе и заканчиваются сердцевидным подводом (рис. 4, ж). Если отвод от предыдущего колеса двухканальный, то подвод к следующему колесу получается более компактным (рис. 4, з).

Подвод обеспечивает плавное изменение скорости жидкости перед входом в колесо с минимальными гидравлическими потерями и осесимметричное поле входной скорости, необходимое для создания установившегося потока в колесе. Для одноступенчатых насосов с односторонним всасыванием осевой подвод (рис. 4, и) является предпочтительным из-за простоты и эффективности. Наличие в подводе колена с небольшим радиусом кривизны приводит к ухудшению действия подвода. Боковой подвод применяется в насосах с двусторонним входом и в горизонтальных многоступенчатых насосах с проходным валом. Однородное поле скоростей при входе в колесо обеспечивает полуспиральная или сердцевидная форма канала (рис. 4, к).

II. ГИДРОМЕХАНИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЛОПАСТНОГО АППАРАТА

Рассечем лопастный аппарат плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, и получим на ней сечения лопастей (профили), образующие круговую решетку (рис. 5,а). Она характеризуется отношением r_2/r_1 , числом лопастей z , углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$.

Углы наклона лопастей (индекс «л») измеряются в крайних точках профиля между касательными к средней линии профиля и к окружности. В центробежных насосах углы $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ только острые (обычно меньше 40°), а в компрессорах и вентиляторах применяют также радиально оканчивающиеся лопасти ($\beta_{2л}=90^\circ$). В каждом случае форма межлопастного канала получается различной (рис. 5, б, в, г), и при этом изменяются свойства машины.

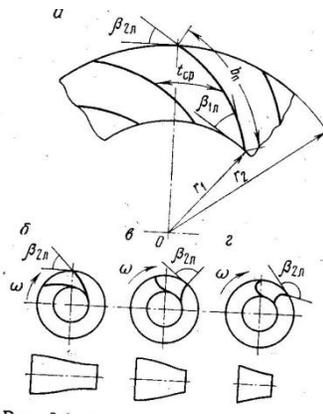


Рис. 5. Круговая решетка лопастей

Если лопасти наклонены назад, расширение канала менее интенсивное, чем в остальных случаях, что благоприятствует формированию безотрывного потока и повышению к.п.д. С увеличением $\beta_{2л}$ при прочих равных условиях давление насоса увеличивается. Для заданного давления вентилятору требуется меньшая частота вращения, и он работает бесшумнее, а компрессор, выполненный с $\beta_{2л} = 90^\circ$, при равной частоте вращения вала становится более компактным.

Кроме входного и выходного углов наклона лопастей, на эффективность машины влияет их форма. Профиль лопасти может иметь постоянную или переменную толщину, быть искривленным или прямым. Входная кромка скруглена, а выходная скошена. Профилирование лопасти обеспечивает повышение к.п.д., а упрощение формы (плоская лопасть) – удешевление изготовления.

Число лопастей в центробежных насосах обычно не превышает девяти. Это связано с относительным шагом $t_{ср} = t_{ср}/b_n$, где $t_{ср}$ – средний шаг, b_n – длина профиля. В редкой решетке поток жидкости не получает необходимого направления $\beta_{2л}$, а в густой – чрезмерно стеснен. Оптимальное значение $t_{ср} = 0,3-0,5$ (меньшие значения при $\beta_{2л} > 40^\circ$, а большие при $\beta_{2л} = 20-25^\circ$).

Приспосабливая лопасти к повороту потока перед входом в решетку, в меридиональном сечении входную кромку лопастей во многих случаях выполняют скошенной (см.

рис. 3, а) или сферической формы, вследствие чего входной угол по длине кромки несколько изменяется вместе с окружной скоростью.

2. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ЛОПАСТНОМ КОЛЕСЕ

Абсолютное движение жидкости в межлопастном канале складывается из двух: переносного и относительного. Переносное движение – это вращение вместе с колесом с окружной скоростью $u = \omega r$, направленной перпендикулярно к радиусу r . Движение по отношению к стенкам канала можно представить как сумму трех движений жидкости: в неподвижной решетке, вихревого и циркуляционного.

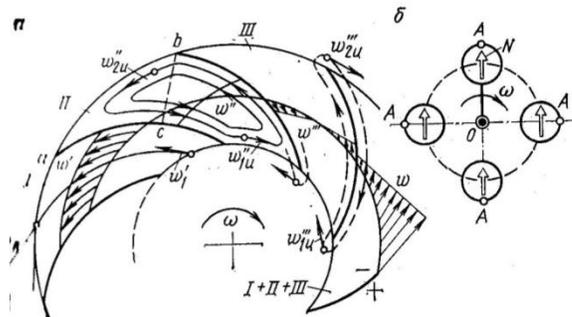


Рис. 6. Относительное движение жидкости в каналах рабочего колеса

Первое из них – от источника, расположенного в центре колеса при расходе жидкости, равном данной подаче насоса. Соответствующая скорость ω' направлена по касательной к стенкам канала (рис. 6, а, канал I). Значение ω' зависит от площади поперечного сечения канала и изменяется от ω'_1 на входе в канал (индекс «1») до ω'_2 на его выходе (индекс «2»).

Второе движение можно получить, если перекрыть каналы по торцам и вращать лопастное кольцо с угловой скоростью ω . Вследствие инерции жидкости в этом случае в каналах возникает вихревое течение («относительный вихрь»). Для пояснения рассмотрим движение невязкой жидкости в круглом закрытом сосуде, вращающемся вокруг оси O (рис. 6, б). Абсолютное движение жидкости в сосуде носит поступательный характер, что отмечено расположением стрелки. По отношению к сосуду, совершающему поворот вокруг своей оси, жидкость получает вращение, обратное орбитальному.

Как и в рассмотренном сосуде, жидкость вращается относительно колеса с отрицательной угловой скоростью $-\omega$ (рис. 6, а, канал II). Окружную проекцию скорости на периферии колеса приближенно можно определить по методу Стодолы-Майзеля, если ω вместо диаметра сосуда использовать ширину канала на выходе bc :

$$\omega''_{2u} = -\omega \frac{bc}{2} = -\omega \frac{\pi D_2}{2z} \sin \beta_{2u} = -\frac{\pi}{z} u_2 \sin \beta_{2u}$$

где D_2 – диаметр колеса.

Аналогично на входе в решетку

$$\omega''_{1u} = \frac{\pi}{z} u_1 \sin \beta_{1u}$$

Однако закручивание потока невязкой жидкости под действием «относительного вихря» перед решеткой в действительности не возникает. Поэтому вводится третья составляющая часть относительного движения – «присоединенный вихрь» вокруг каждой лопасти (рис. 6,а, канал III), ликвидирующий закручивание жидкости на входе и снижающий скорость «относительного вихря», на выходе:

$$\omega''_{1u} = -\omega''_{1u} \quad \omega'''_{2u} = -\omega''_{1u} \frac{r_2}{r_1}$$

В результате $\omega''_{1u} + \omega'''_{1u} = 0$, а на периферии колеса к вектору ω'_2 прибавляется вектор

$$\Delta\omega = \omega_{2u} + \omega_{2u} = \frac{\pi}{2} u_2 \left[\sin\beta_{2л} - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \sin\beta_{1л} \right] \quad (1)$$

Жидкость выходит из канала под углом $\beta_2 < \beta_{2л}$, т.е. поток отклоняется от лопастей в направлении, противоположном вращению.

На эпюре суммарной относительной скорости ω (рис. 6, а, канал I + II + III) видно, что эта скорость увеличивается от лицевой стороны лопасти к тыльной. Согласно уравнению Бернулли, распределение давления в любом сечении канала противоположно распределению скоростей: давление увеличивается на лицевой стороне (знак +) и уменьшается на тыльной (знак -). Таким образом, существование «относительного вихря» связано с силовым взаимодействием между лопастями и жидкостью.

3. УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА

В области лопастной системы колеса выделим поток жидкости, ограниченный плоским сечением при входе в колесо (индекс «0») и цилиндрическим сечением 2 на выходе (рис. 7).

Производная во времени от кинетического момента импульса потока относительно оси вращения равна сумме моментов внешних сил, действующих на поток, относительно той же оси

$$\frac{dk_z}{dt} = M_z^{(e)}, \quad (2)$$

где K_z – проекция кинетического момента импульса на ось вращения; $M_z^{(e)}$ – сумма моментов внешних сил.

Для установившегося потока

$$dk_z = \rho Q_k \left[(C_u r)_2 - (C_u r)_0 \right] dt.$$

Здесь ρ - плотность жидкости; Q_k - внутренний расход жидкости; $(c_{ur})_2$ и $(c_{ur})_0$ - средние значения момента скорости соответственно на поверхностях 2 и 0.

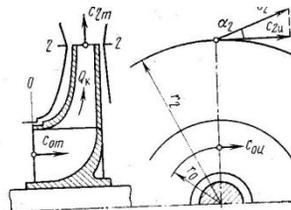


Рис. 7. К выводу уравнения Эйлера для насоса

На выделенный поток действуют массовые и поверхностные силы. Вследствие осевой симметрии момент массовых сил относительно оси равен нулю. Нормальные составляющие поверхностных сил, действующих на плоскости 0, параллельно оси, а на поверхности 2 проходят через ось. Поэтому они не создают крутящего момента.

Обозначим через $M\tau$ момент касательных сил, действующих по внешним поверхностям 0 и 2 на выделенный поток, а через M_l - крутящий момент только на внутренних поверхностях (главным образом на лопастях). Тогда уравнение (2) принимает вид

$$M_l = \rho Q_k [(C_{ur})_2 - (C_{ur})_0] + M\tau. \quad (3)$$

Момент сил гидравлического торможения $M\tau$ может быть значительным лишь при малых подачах, а при рабочих режимах этой величины обычно пренебрегают.

Удельная работа лопастей

$$I_l = \frac{M_l \omega}{\rho Q_k} = (C_{u u})_2 - (C_{u u})_0.$$

Полагая, что в сечении 0 поток не закручен ($c_{u u} = 0$), а средний момент скорости в сечении 2 равен моменту средней скорости $c_{2u} r_2$, получим одночленную формулу Эйлера:

$$I_l = C_{2u} U_2. \quad (4)$$

4. МОЩНОСТИ И К.П.Д.

Схема распределения мощности в лопастном насосе показана на рис. 8. Как видно, мощность насоса N , подводимая к валу, больше внутренней мощности, передаваемой от вала к лопастным колесам, N_k , на величину мощности трения в сальниках и подшипниках N_m (механические потери). Эти внешние потери учитываются механическим к.п.д.: $\eta_m = N_r / N$.

В свою очередь, мощность лопастных колес больше полезной мощности на N_n на величину внутренних потерь, имеющих гидравлический характер.

Различают четыре вида внутренних потерь: дисковые потери трения на внешних поверхностях лопастных колес и поверхностях гидравлической пяты N_d ; потери гидравлического торможения N_τ ; объемные потери мощности при перетеканиях жидкости $N_{об}$ и гидравлические потери ΔN_r . Такое разграничение потерь условное, так как в ряде случаев их трудно различить (например, дисковые потери – от объемных и гидравлических в открытых колесах, а потери гидравлического торможения – от гидравлических и дисковых потерь).

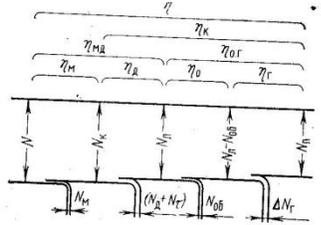


Рис. 8. Схема распределения мощности в лопастном насосе

Мощность колес за вычетом дисковых потерь и потерь гидравлического торможения назовем мощностью лопастей:

$$N_l = N_k - N_d - N_\tau = M_l \omega k = \rho Q_k l_{лк},$$

где M_l определяется по формуле (3), но без учета M_τ ; k – число колес.

Дисковый к.п.д.

$$\eta_d = \frac{N_l}{N_k} = \frac{N_l}{N_l + N_d + N_\tau}.$$

Остальные внутренние потери отнесем к категории гидравлических:

$$\Delta N_r = (N_l - N_{об}) - N_\tau = \rho Q l_{лк} - \rho Q_p H. \quad (5)$$

Удельные гидравлические потери

$$gh = \frac{\Delta N_r}{\rho Q} = l_{лк} - gh, \quad (6)$$

где h – потери напора в насосе.

Объемно-гидравлическим к.п.д. оцениваются объемные и гидравлические потери:

$$\eta_{о,г} = \frac{N_\pi}{N_l} = \frac{Q}{Q_k} \cdot \frac{qH}{l_{лк}} = \eta_0 \eta_r,$$

где η_0 – объемный к.п.д.; η_r – гидравлический к.п.д.;

$$\eta_0 = Q/(Q + \Delta Q), \quad \eta_r = gH/l_{лк} = H/(H+h)$$

Все внутренние потери N^{**} оцениваются внутренним к.п.д.

$$\eta_k = \frac{N_n}{N_k} = \frac{N_n}{N_n + N^{**}}$$

где

$$N^{**} = N_d + N_\tau + N_{об} + \Delta N_r$$

Выразим к.п.д. насоса через частные к.п.д.:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{N_n}{N_n} \cdot \frac{N_n}{N_l} \cdot \frac{N_k}{N} = \eta_r \eta_0 \eta_d \eta_M$$

В наиболее совершенных лопастных насосах к.п.д. достигает значения 0,92. Соотношение между различными потерями зависит от формы рабочих органов и изменяется на различных режимах работы насоса.

Механические потери трения в сальниках и подшипниках определяют изменением мощности на валу насоса, освобожденного от жидкости. При правильном действии уплотнения вала механические потери составляют не более 1% мощности насоса.

Дисковые потери можно определить достаточно точно при вращении в насосе лопастного колеса, залитого парафином. Они зависят от характера движения жидкости в пространстве между колесом и корпусом. При вращении колеса, залитого парафином, характер этого течения изменяется незначительно. Момент сил дискового трения можно также подсчитать по данным опытов с вращением диска в жидкости. В общем случае этот момент зависит от частоты вращения диска, плотности и вязкости жидкости, размеров и шероховатости диска и стенок окружающей его камеры, а также от расхода жидкости, перетекающей через камеру.

Потери гидравлического торможения (или потери на рециркуляцию) возникают при незначительных подачах насоса, когда часть жидкости, вышедшей из лопастного колеса, вновь входит в него, а при входе в колесочасть потока выбрасывается обратно в область всасывания. Это ведет к возрастанию касательных сил на поверхностях 0 и 2 (см. рис. 7), увеличивая момент взаимодействия лопастного колеса с жидкостью. Потери гидравлического торможения рассматриваются как разновидность дисковых потерь, хотя, как это следует из вывода уравнения Эйлера, могут быть отнесены также к категории гидравлических.

Объемные потери. Среди этого вида потерь главное значение имеют потери при перетеканиях жидкости через переднее уплотнение лопастного колеса. В многоступенчатых насосах жидкость перетекает через зазоры между валом и перегородками (диафрагмами), разделяющими ступени, а также через гидравлическую пятю. Расход перетекающей жидкости определяют опытным путем, для чего предварительно строят график зависимости расхода жидкости через уплотнение от перепада давления. Имея такой график по перепаду давления в уплотнении, замеренному во время работы насоса, можно определить искомый расход.

Гидравлические потери возникают в результате гидравлического сопротивления и вихреобразований во всей проточной части машины. Их определяют экспериментально из баланса мощности насоса путем вычитания полезной мощности, механических, дисковых и объемных потерь по формуле (5).

III. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Характеристикой динамического насоса называется зависимость между его основными техническими показателями. Обычно она представлена графически при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкости на входе в насос (рис. 9,а). Характеристика насоса—документ, которым завод, изготовляющий насос, снабжает свое изделие. Ее получают при испытании насоса на заводском стенде или на месте эксплуатации. Характеристика позволяет определить:

- 1) подачу насоса при заданном полезном сопротивлении – по кривой $Q - H$;
- 2) затраты энергии – по кривой $Q - N$. Кривая $Q - \eta$ служит для оценки экономичности действия насоса. Эту кривую легко построить из первых двух простым расчетом и поэтому она не является обязательной.

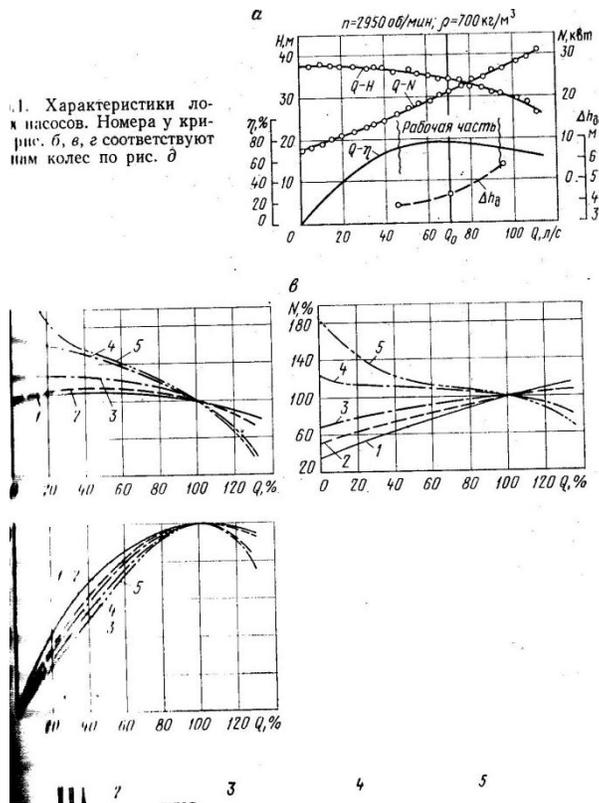


Рис. 9. Характеристики лопастных насосов. Номера у кривых на рис. б, в, г соответствуют типам колес по рис. д

Максимум кривой $Q - \eta$ соответствует оптимальному режиму. Значения подачи, напора, мощности и к.п.д., приводимые в справочниках, обычно относятся именно к этому режиму. Зона, в пределах которой рекомендуется эксплуатация насоса, называется рабочей частью характеристики (вблизи максимума к.п.д.).

1. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Формы кривых характеристики зависят от типа рабочих органов насоса. Для их сравнения служат относительные (процентные) характеристики, в которых все величины выражены в долях (или процентах) от их значений Q_0 , H_0 , N_0 , η_{\max} в оптимальном режиме (рис. 9, б, в, г).

Форма кривой $Q - H$ учитывается при выборе типа насоса в условиях изменяющегося напора. Так, крутая линия напора выгодна в тех случаях, когда желательно иметь небольшой диапазон изменения подачи насоса при значительных колебаниях его напора. Не всегда желательна кривая с восходящим участком, в пределах которого работа насоса может быть неустойчивой (так называемый п о м п а ж в насосе).

Форма кривой $Q - N$ имеет значение для запуска насоса. При закрытой задвижке на выкиде ($Q = 0$) насос потребляет мощность, затрачиваемую на нагревание жидкости в корпусе насоса. Работа в таком режиме безопасна для прочности насоса, но при длительном закрытии задвижки жидкость внутри насоса перегревается. Насос запускают при минимальной мощности. Это означает, что насос, характеризующийся восходящей кривой $Q - N$, следует запускать при закрытой задвижке. В противном случае, при запуске с открытой задвижкой, необходимо ставить на линии обратный клапан и средства для гашения гидравлического удара.

Кривая $Q - \eta$ с плоской вершиной свидетельствует о возможности использовать насос в широком диапазоне подач, зато кривая с острой вершиной обычно характеризуется более высоким значением η_{\max} .

Кривые, представленные на рис. 9, б-г, могут служить для приближенного построения характеристики насоса.

2. ВЛИЯНИЕ ПЛОТНОСТИ И ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Характеристика насоса, представленная в каком-либо справочнике, обычно дана для воды. Между тем насос можно использовать для перекачивания и других жидкостей, физические свойства которых могут значительно отличаться от свойств воды. Рассмотрим влияние на характеристику насоса двух факторов – плотности и вязкости жидкости.

Влияние изменения плотности выявляется при перекачивании светлых нефтепродуктов, например, бензина, керосина, лигроина, вязкость которых сравнительно мало отличается от вязкости воды. Вместе с тем снижение плотности на 20-25% по сравнению с водой приводит к соответствующему изменению кривой $Q - N$, так как все составляющие мощности, за исключением механических потерь, пропорциональны плотности жидкости. Вследствие этого при переходе с воды на светлый нефтепродукт механический к.п.д., а вслед за ним и к.п.д. насоса несколько снижаются (рис. 10, а), так как в балансе мощности увеличивается доля механических потерь. Что касается кривой $Q - H$, то она изменяется в отличие от кривой $Q - P$ (на рисунке не показана), ординаты которой сокращаются пропорционально плотности жидкости.

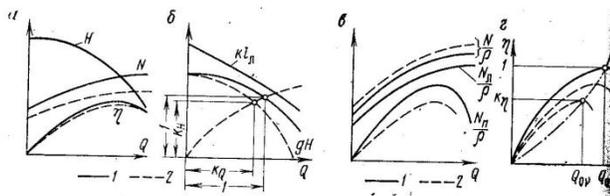


Рис. 10. Влияние плотности и вязкости жидкости на характеристику насоса: 1 – вода, 2 – нефтепродукт

Темные нефтепродукты (нефть, мазут) могут иметь вязкость в десятки раз выше вязкости воды, вследствие чего возрастают гидравлические потери в насосе и кривая $Q - gH$ снижается (рис. 10, б). Линия удельной работы лопастей kl_L с увеличением вязкости может, наоборот, даже несколько подняться из-за уменьшения скорости $\omega''_{2и}$ относительного межлопастного вихря. В результате гидравлический к.п.д. насоса на всех режимах падает.

Полезная мощность при любом значении Q уменьшается как за счет плотности (пропорционально ей), так и за счет напора насоса. Чтобы выявить влияние вязкости, нужно рассматривать изменение N_n/ρ . Эта величина снижается только вследствие увеличения вязкости (рис.10, в). Если не учитывать слабый эффект относительного вихря и некоторое изменение объемных потерь, то оказывается, что N_n/ρ почти не изменяется ($N_n = kl_L \rho Q_k$). Отношение мощности насоса к плотности N/ρ при переходе с воды на вязкую жидкость увеличивается, так как дисковые потери с увеличением вязкости возрастают.

Исследуем условия увеличения мощности насоса при изменении двух противоположно действующих параметров – плотности и вязкости. Обозначим величины, относящиеся к вязкому продукту, индексом v . При работе на воде мощность рабочих колес $N_k = N_l + N_d$, а при переходе на темный нефтепродукт

$$N_{kv} = \frac{\rho v}{\rho} \left(N_l + N_d \frac{v_v^{0,2}}{v^{0,2}} \right),$$

так как согласно опытам дисковые потери приблизительно пропорциональны коэффициенту кинематической вязкости в степени 0,2.

Увеличение мощности рабочих колес

$$N_{kv} - N_k = N_d \left(\frac{\rho v}{\rho} \cdot \frac{v_v^{0,2}}{v^{0,2}} - 1 \right) - N_l \left(1 - \frac{\rho v}{\rho} \right).$$

Поскольку дисковый к.п.д. $\eta_d = (N_l + N_d)N_l$, то из совместного решения двух последних равенств получим искомое условие

$$\frac{\rho}{\rho v} < \eta_d + (1 - \eta_d) \left(\frac{v_v}{v} \right)^{0,2}.$$

Например, при $(v_v / v) = 32$ и $\eta_d = 0,80$ мощность насоса увеличивается только тогда, когда $(\rho v / \rho) > 0,833$.

К.п.д. насоса при перекачивании вязких жидкостей всегда уменьшается, а максимум кривой к.п.д. смещается к началу координат (рис. 10, г).

IV. ТУРБОБУРЫ

1. Устройство и принцип действия

Турбобур, предназначенный для вращения долота при бурении скважин, представляет собой многоступенчатую гидравлическую турбину, приводимую в движение потоком промывочной жидкости от бурового насоса. Каждая ступень турбины (рис. 11) состоит из двух лопастных систем: неподвижной (статор) и вращающейся (ротор).

В статоре поток жидкости подготавливается для работы в роторе: скорость c_0 увеличивается до c_1 и изменяет направление. В каналах ротора, лопасти которого наклонены к лопастям статора в противоположном направлении, скорость восстанавливается по величине и направлению ($c_2=c_0$). Затем жидкость входит в следующую ступень, где процесс повторяется.

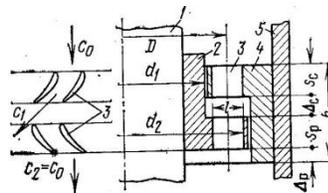


Рис. 11. Ступень турбины:

1 - вал; 2 - ступень ротора; 3 - лопасти
4 - ступень статора; 5 - корпус турбобура

При изменении скорости в межлопастных каналах (и соответствующего импульса потока) возникает сила, с которой поток действует на лопасти, суммируясь во всех ступенях в виде общего крутящего момента. Крутящий момент в статоре воспринимается корпусом турбобура, жестко связанным с бурильными трубами. Равный, но противоположно направленный крутящий момент, действующий в роторе, через вал турбобура передается долоту.

В отличие от других гидравлических турбин, применяемых главным образом для вращения вала электрогенератора и выполняемых, как правило, многоступенчатыми, турбобур, подобно газовым и паровым турбинам, является многоступенчатым. Это объясняется тем, что ограничены значения трех следующих факторов, от которых в прямой зависимости находится крутящий момент:

- 1) расход жидкости, назначаемый по условиям технологии бурения, не может быть увеличен из-за чрезмерного возрастания давления в циркуляционной системе и на выкиде бурового насоса;
- 2) диаметр турбины ограничен размером ствола скважины;
- 3) частота вращения вала турбины, жестко связанного с долотом, задается режимом бурения применительно к типу используемых долот и не может быть произвольно увеличена.

Большое число ступеней турбины позволяет при ее малом диаметре (100-250 мм), сравнительно малом расходе жидкости (до 50 л/с) и частоте вращения вала 5-15 об/с создать высокий (до $4 \text{ кН} \cdot \text{м}$) крутящий момент.

В разных моделях турбобуров применяется от 100 до 350 ступеней. При большом числе ступеней значительно увеличивается длина турбобура. Такие турбобуры для удобства изготовления и монтажа выполняют из двух-трех секций.

По направлению течения жидкости в лопастных системах турбобур относится к прямоточным турбинам. Как в статоре, так и в роторе жидкость движется вдоль оси турбины, не приближаясь к ней и не удаляясь от нее. Для сравнения укажем, что на гидроэлектростанциях применяют также радиальные, осевые, радиально-осевые и тангенциальные турбины, название которых указывает направление движения жидкости в лопастном аппарате ротора. Их устройство приспособлено к различному характеру питания турбины естественными водными потоками.

Устройство односекционного турбобура состоит из деталей двух систем: вращающейся – ротора и невращающейся – статора. К ротору относятся вал с насаженными на нем рабочими колесами, вращающимися частями опор и крепежными деталями. Систему статора составляют корпус с переводником, направляющие колеса, неподвижные части опор и ниппеля. Крепление деталей на валу и в статоре – силами трения, действующими по торцам деталей при затяжке резьбовых соединений роторной гайки и ниппеля. Ротор фиксируется относительно статора при помощи осевой и радиальных опор. Для регулировки взаимного положения лопастных систем ротора и статора служит кольцо, расположенное между статором и подпятником.

2. ВИДЫ ТУРБОБУРОВ

В зависимости от назначения различаются турбобуры: для сплошного бурения шарошечными и алмазными долотами; колонковые турбодолота; специальные для бурения стволов большого диаметра методом РТБ (реактивно-турбинного бурения); для наклонного бурения (турбинный отклонитель); для бурения вставными долотами.

Турбобуры одинакового назначения отличаются по диаметру корпуса (240, 215, 195, 172, 164, 127, 104,5 мм) и по числу секций: односекционные; двухсекционные. По устройству нижняя секция секционного турбобура аналогична односекционному турбобуру и может применяться самостоятельно. Верхние секции могут иметь собственную (независимую) подвеску вала на осевой опоре или же передавать осевую нагрузку, действующую на ротор, валу нижней секции. Для соединения валов секций служат конусно-шлицевые муфты.

Положение роторов относительно статоров в секциях определяется регулировочным кольцом, устанавливаемым между соединительным переводником и статором. Высота кольца подбирается так, чтобы при перемещении вала сохранялось необходимое распределение осевых зазоров между венцами ротора и статора.

По типу турбин: с нормальными турбинами (с горизонтальной линией давления); с наклонной линией давления (типа А); с наклонной линией давления и системой гидродинамического торможения.

По конструкции опор: с резино-металлическими опорами; с опорами качения. Как те, так и другие могут быть бесшпиндельные и шпиндельные. Основной парк действующих турбобуров составляют шпиндельные машины (в обозначении этих турбобуров имеется буква Ш).

V. ГИДРОМЕХАНИКА ТУРБИН ТУРБОБУРОВ

1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ОСЕВОЙ РШЕТКИ ЛОПАСТЕЙ И УГЛЫ ПОТОКА

Рассечем лопастный аппарат ступени ротора цилиндрической поверхностью и развернем полученное сечение на плоскость в виде плоской решетки лопастей (рис. 12).

Для характеристики профиля лопасти применяют следующие термины: средняя линия профиля – кривая, проведенная через центр окружностей, вписанных в профиль; хорда профиля b – проекция профиля на касательную к двум точкам вогнутой его стороны; вогнутость профиля f – расстояние от хорды до вершины средней линии.

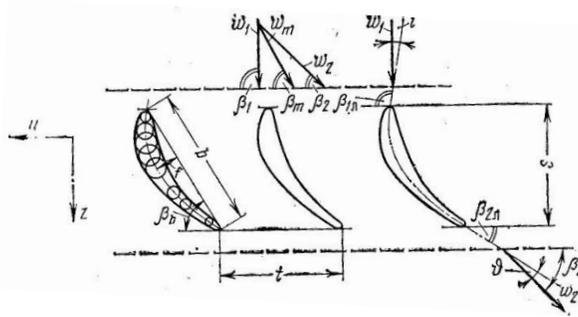


Рис. 12. Осевая решетка лопастей

Геометрические элементы решетки лопастей: ось решетки – линия, проведенная через сходственные точки профилей; шаг решетки $t = \frac{2\pi r}{z_l}$, где r – радиус развернутого на плоскость цилиндрического сечения; z_l – число лопастей; относительный шаг $t = t/b$; ширина решетки s – осевая высота профиля; угол установки профиля β_b – угол наклона хорды к оси решетки.

Направления входной и выходной кромок профиля определяются углами наклона касательных $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, проведенных в крайних точках к средней линии профиля.

В различных цилиндрических сечениях угол установки профиля может сохраняться или изменяться. В соответствии с этим различают лопасти цилиндрические или закрученные. Первые более просты в изготовлении, зато вторые гидравлически эффективнее.

При изучении рабочего процесса в турбинах применяют следующие обозначения средних углов потока в рассматриваемом цилиндрическом сечении (см. рис. 12). Угол входа β_1 – между вектором скорости на входе ω_1 и осью решетки. Разность этих углов $\beta_1 - \beta_2$ называется углом поворота потока в решетке. Угол атаки $i = \beta_{1л} - \beta_1$ – между направлением входной кромки профиля и вектором ω_1 . При нулевом угле атаки вход потока в решетку безударный. Угол отклонения $\nu = \beta_{2л} - \beta_2$ – между направлением выходной кромки профиля и вектором ω_2 .

При рассмотрении совокупности решеток статора и ротора для решетки статора обозначение β заменяют на α , т.е. $\alpha_{1л}, \alpha_{2л}, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_b$ а вместо скоростей $\omega_1, \omega_2, \omega_m$ – скорости c_2, c_1, c_m . Углы i и u для ротора имеют индекс «р», а для статора – индекс «с».

Расстояние между двумя последовательно расположенными решетками называются осевым зазором (Δ_c – после статора, Δ_p – после ротора). Осевая высота ступени (см. рис. 11) $h = s_c + \Delta_c + s_p + \Delta_p$.

2. ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

В прямоточной турбине жидкость движется в основном вдоль оси и вокруг нее. Течение по цилиндрическим поверхностям несколько нарушается в результате перетекания жидкости через радиальные зазоры, порождающими местные радиальные течения: центробежные после венца статора; центростремительные после венца ротора. Но так как объемы перетекающей жидкости сравнительно невелики, то обычно принимают, что $c_r = 0$.

Радиальный размер лопастей мал по сравнению со средним радиусом турбины. Поэтому для изучения ее главных свойств можно пренебрегать изменениями в потоке жидкости вдоль радиуса и рассматривать условия только на одной цилиндрической поверхности со средним диаметром D .

Обтекание лопастной системы ротора характеризуется полем относительной скорости ω , равной геометрической разности абсолютной скорости c и окружной скорости лопастей на общей цилиндрической поверхности: $\omega = c - u$.

В х о д в р о т о р. В густых решетках, применяемых в турбобурах, угол наклона α_1 абсолютной скорости c_1 приблизительно равен углу наклона лопастей статора $\alpha_{1л}$. Значение скорости определяется расходом жидкости, прокачиваемой через турбины. Удобно вычислять не скорость c_1 , а ее осевую составляющую: $c_z = Q/F$, где Q – расход жидкости через турбину, а F – площадь поперечного сечения канала на выходе из статора ($F = \pi D l$, см. рис. 11).

Относительная скорость натекания жидкости на лопасти ротора равна разности скоростей (рис. 13): $\omega_1 = c_1 - u$.

Направление ω_1 зависит от соотношения скоростей u и c_1 . При работе турбобура указанное соотношение изменяется. Соответственно меняется направление относительной скорости ω_1 , создавая при этом различные режимы обтекания лопастей ротора. Наиболее благоприятные условия для течения без интенсивных вихреобразований возникают приблизительно при нулевом угле атаки («безударный вход в ротор»). Соответствующие скорости обозначим индексом «б» ($\omega_{1б}, u_b$).

Если турбина замедляет вращение ($u < u_b$), то возникает зона интенсивных вихрей с тыльной стороны профиля, а при увеличении скорости ($u > u_b$) вихреобразования развиваются на лицевой стороне (зона s').

В х о д в с т а т о р. В межлопастных каналах ротора направление относительной скорости ω изменяется в соответствии с формой каналов. На выходе из венца угол наклона ω_2 приблизительно равен углу наклона лопастей ротора $\beta_{2л}$, а значение этой скорости определяется расходом жидкости. Абсолютная скорость входа в венец статора следующей ступени $c_2 = \omega_2 + u$.

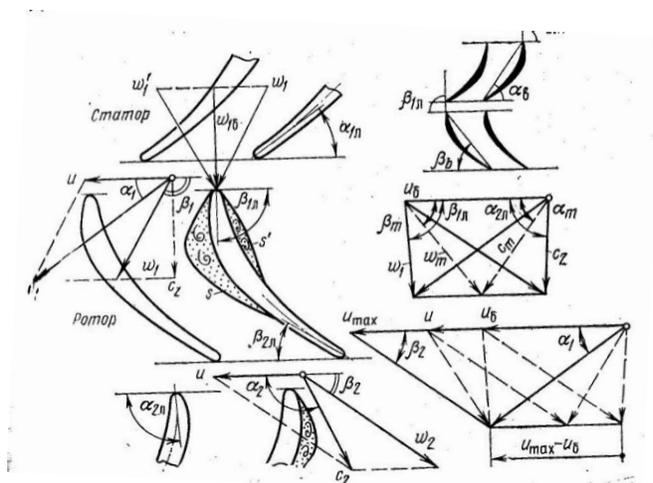


Рис.13. Планы скоростей в турбине

Вследствие равенства площадей поперечных сечений осевая скорость на входе в статор такая же, как на входе в ротор, и равна c_z . Поэтому высота планов скоростей для обоих сечений одинаковая.

В рассуждениях об условиях обтекания лопастей статора повторяется сказанное выше о входе в ротор с той разницей, что вместо относительной скорости ω_1 берется абсолютная c_2 .

Б е з у д а р н ы й р е ж и м. При безударном входе в межлопастные каналы ротора и статора углы атаки равны нулю. Следовательно,

$$\beta_1 = \beta_{1л} \text{ и } \alpha_2 = \alpha_{2л}.$$

Треугольники скоростей, построенные при этих условиях на совмещенном чертеже, называемом полигоном скоростей, показаны на рис. 13 справа. Верхним основанием трапеции служит окружная скорость u_b , а высотой – осевая скорость c_z . Направления средневекторных скоростей c_m и ω_m приблизительно совпадают с направлениями хорд профилей: $\alpha_m = \alpha_b$; $\beta_m = \beta_b$. Легко видеть, что одновременные безударные входы в ротор и статор могут быть только при соблюдении двойного равенства

$$\text{ctg}\alpha_{1л} + \text{ctg}\beta_{1л} = \text{ctg}\alpha_{2л} + \text{ctg}\beta_{2л} = \frac{u_b}{c_z}. \quad (7)$$

Следовательно, данной лопастной системе отвечает определенное отношение скоростей u_b/c_z . Совокупность гидравлических явлений в рабочей полости турбины при этом отношении скоростей называется безударным режимом работы турбины.

Формула (7) позволяет для данной турбины и для данного расхода жидкости определить окружную скорость u_b , а затем соответствующую частоту вращения вала $n_b = u_b/\pi D$.

Строго говоря, при этой частоте безударный вход осуществляется лишь на срединной цилиндрической поверхности. Для осуществления безударного режима в других цилиндрических слоях потока необходимо, чтобы и для них соблюдалось равенство (7). Следовательно, углы наклона лопастей должны изменяться вдоль радиуса вместе с

окружной скоростью, что достигается при их закручивании. Если же лопасти цилиндрические, то при частоте n_6 возникают вихревые гидравлические потери из-за несоответствия углов наклона скоростей и углов наклона лопастей.

Равенство (7) показывает также, что четыре угла наклона лопастей связаны между собой условием одновременного безударного входа в ротор и в статор. Если же углы выбрать произвольно, то при данном расходе жидкости ($c_z = idem$) будут существовать две частоты вращения, одна из которых соответствует безударному входу в ротор, а другая – в статор. Поскольку в обоих случаях возникают вихревые потери (даже на срединной поверхности), то максимальный к.п.д. такой турбины будет ниже, чем у турбины с дважды безударным входом.

Полигон скоростей можно построить для любого режима. С увеличением частоты вращения чертеж изменяется так, как показано на рис. 13 справа внизу. Векторы c_1 и c_2 сближаются, причем углы α_1 и β_2 сохраняются. Крайний случай с равенством $c_1 = c_2$ соответствует «холостому» режиму ($u = u_{max}$).

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ТУРБИН

Поскольку полигон скоростей безударного режима строится по углам наклона лопастей, то, варьируя формой полигона, можно получить разнообразные типы турбин, удовлетворяющих тем или иным эксплуатационным требованиям. Форма полигона определяется углами наклона или отношениями скоростей. Три из отношений служат независимыми параметрами (кинематическими коэффициентами) лопастной системы данного типа.

Коэффициент осевой скорости равен отношению высоты полигона к верхнему основанию:

$$\bar{c}_z = \frac{c_z}{u\delta} = \frac{1}{\pi^2 D^2} \cdot \frac{Q}{n\delta}.$$

Формулу (7) дополним связью с углами наклона средневекторных скоростей α_m и β_m :

$$\frac{u\delta}{c_z} = ctg\alpha_1 + ctg\beta_1 = ctg\alpha_2 + ctg\beta_2 = ctg\alpha_m + ctg\beta_m. \quad (8)$$

Отсюда видно, что возрастанию коэффициента осевой скорости сопутствует увеличение углов наклона средневекторных скоростей ω_m и c_m и углов установки профилей (рис. 14, а и б).

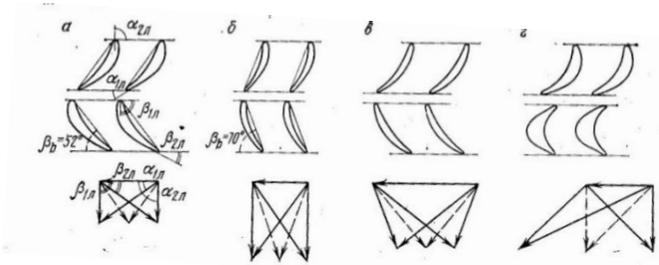


Рис. 14. Типы турбинных решеток

При заданных размерах турбины l и D коэффициент \bar{c}_z характеризует соотношение между расходом жидкости и частотой вращения в безударном режиме. При одинаковых расходах жидкости более тихоходной турбиной будет та, у которой углы установки профилей больше. Если же скорость вращения вала одинаковая, то «многолитражная» турбина имеет повышенный \bar{c}_z по сравнению с «малолитражной».

Коэффициент активности равен отношению тангенциальной проекции средневекторной абсолютной скорости к окружной скорости:

$$m_a = c_{mu}/u_6.$$

Вместо него применяют также коэффициент активности $m_p = \omega_{mu}/u_6$, причем $m_a + m_p = 1$. Любая из этих величин служит показателем разнообразия (неодинаковости) потока в статоре и роторе. При $m_a = m_p = 0,5$ полигон скоростей симметричный, а решетки статора и ротора одинаковы, как оригинал и его зеркальное изображение (рис. 14, в). В таких симметричных решетках поток жидкости в статоре и роторе идентичен, т.е. в соответствующих точках $c = \omega$ и, в частности, $c_1 = \omega_2$; $c_2 = \omega_1$; $c_m = \omega_m$. Кроме того, $\alpha_1 = \beta_2$ и $\alpha_2 = \beta_1$. Условие (7) одновременного безударного входа в статор и ротор выполняется автоматически. Треугольник средневекторных скоростей у симметричных решеток равнобедренный. Равенство $c = \omega$ означает, во-первых, что относительно соответствующих точек профилей жидкости движется в статоре и роторе с одинаковой скоростью, что обуславливает одинаковый износ лопастей, когда в жидкости содержатся абразивные частицы. Во-вторых, обеспечивается равенство перепадов давления в статоре Δp_c и в роторе Δp_p , вытекающее из уравнения Бернулли. Поэтому общий перепад давления в ступени делится пополам:

$$\Delta p_c = \Delta p_p = 1/2 \Delta p.$$

При $m_a > 0,5$ решетки и соответствующие им турбины называются активными, а при $m_a < 0,5$ – реактивными. Гидромеханическая нагрузка (относительные скорости, перепады давления) статора интенсивнее в активных турбинах, а ротора – в реактивных. Частный случай $m_a = 1$ относится к чисто активным решеткам. Треугольник средневекторных скоростей прямоугольный, причем вектор ω_m вертикальный, $\beta_2 = \pi - \beta_1$, профили ротора симметричны относительно оси его решетки (рис. 14, г). Чтобы в середине канала ротора не расширялась струя и ширина межлопастного канала оставалась постоянной, лопасти ротора утолщены. Давление жидкости по длине каналов в ступени ротора остается неизменным ($\Delta p_p = 0$), так как значение скорости ω не меняется. Таким образом, $\Delta p = \Delta p_c$, т.е. весь перепад давления осуществляется в статоре.

Случай $m_a = 0$, $m_p = 1$ относится к чисто реактивным решеткам. Треугольник средневекторных скоростей прямоугольный, но в этом случае $\omega_m > c_m$. Очертания профилей такие же, как у чисто активной решетки, только решетки статора и ротора как бы поменялись местами. Давление жидкости в статоре постоянное ($\Delta p_c = 0$), весь перепад давления приходится на ротор: $\Delta p = \Delta p_p$. Чисто реактивные турбины в практике не используют.

По заданным углам лопастей коэффициент активности можно определить с помощью формулы

$$m_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{\operatorname{ctg}\alpha_1 + \operatorname{ctg}\alpha_2}{\operatorname{ctg}\alpha_1 + \operatorname{ctg}\beta_1}. \quad (9)$$

Коэффициент циркуляции - отношение нижнего основания полигона скоростей к верхнему:

$$\sigma = \frac{c_{1u} - c_{2u}}{u_6} = \frac{\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2}{\operatorname{ctg}\alpha_1 + \operatorname{ctg}\beta_1}. \quad (10)$$

Из уравнения Эйлера следует, что

$$\sigma = \frac{1}{\rho Q r^2 c_p} \cdot \frac{M}{\omega_6}.$$

VI. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

1. НАЗНАЧЕНИЕ, ГЛАВНЫЕ СВОЙСТВА И СХЕМА УСТРОЙСТВА

Многие исполнительные механизмы и машины действуют при изменяющихся нагрузках. В различных подъемниках, предназначенных для извлечения колонн труб или штанг из скважин, это вызвано изменением статических и динамических нагрузок, действующих на крюк полиспаста. В насосных агрегатах давление изменяется в зависимости от расхода жидкости и сопротивления циркуляционной системы или среды, в которую закачивается жидкость (при цементировании или промывке скважины, гидроразрыве пласта и т.д.). Давление жидкости на поршни или плунжеры передается посредством крутящих моментов через преобразующий механизм насоса и трансмиссию к валу двигателя.

Двигатель, установленный для привода исполнительных механизмов, обычно мало приспособлен к переменным нагрузкам. Он рассчитан на определенную нагрузку, при которой работает наиболее эффективно. При отклонении значений внешнего крутящего момента, а следовательно, частоты вращения двигателя и его мощности от расчетных, двигатель работает на неэффективных режимах.

Для приспособления двигателя к изменяющимся условиям применяют трансмиссию, преобразующую крутящий момент, приводя его в соответствие с нормальным вращающим моментом двигателя.

К.п.д. любой трансмиссии

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1},$$

где M_1, M_2 – крутящие моменты; n_1, n_2 – частоты вращения валов. Индекс «1» относится к входному валу, индекс «2» – к выходному валу трансмиссии. Отношение $i = n_1 / n_2$ называется передаточным отношением трансмиссии, а $K = M_2 / M_1$ – коэффициентом трансформации крутящего момента.

Следовательно,

$$\eta = Ki. \quad (11)$$

На любую трансмиссию действуют три крутящих момента (рис. 15, а): момент входного звена M_1 , момент выходного звена M_2 и опорный момент M_3 . Из условия равновесия трансмиссии алгебраическая сумма трех крутящих моментов равна нулю:

$$M_1 - M_2 + M_3 = 0. \quad (12)$$

Трансмиссия, не имеющая внешней опоры ($M_3 = 0$), называется муфтой. Независимо от устройства во всех муфтах (электрической, фрикционной, гидравлической и др.)

$$M_1 = M_2; K = 1; \eta = i. \quad (13)$$

Для трансмиссии-трансформатора, преобразующей крутящий момент, внешняя опора обязательна.

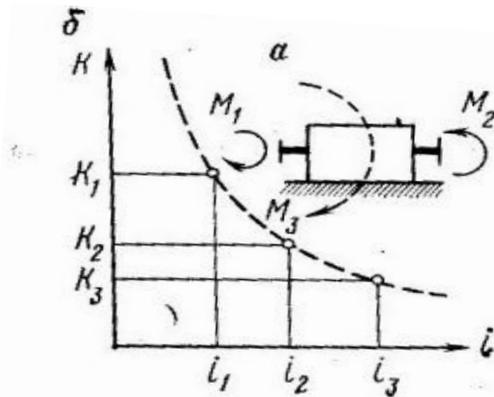


Рис. 15. Схема и характеристика трансмиссии

Чтобы нагружать двигатель строго постоянным крутящим моментом M_1 при всех изменениях нагрузки на вторичном валу, трансмиссия должна располагать любым передаточным отношением, т.е. быть бесступенчатой. Характеристика такой трансмиссии с постоянным к.п.д. ($\eta < 1$) представляется, согласно формуле (11), равноугонной гиперболой (рис. 15, б). При заданном значении M_1 этот график позволяет определить необходимое передаточное отношение по моменту выходного звена M_2 .

В механической передаче (зубчатой, цепной, ременной и пр.) обычно имеется всего несколько ступеней. Им соответствует ряд значений передаточного отношения $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ с определенными, зависящими от к.п.д., коэффициентами трансформации $K_1, K_2, K_3, \dots, K_n$ (см. Рис. 15, б). При включении некоторой ступени ($i = \text{idem}$) значение K зафиксировано, так что любому изменению момента выходного звена отвечает соответствующее изменение вращающего момента двигателя. Чтобы обеспечить постоянство нагрузки на двигатель, требуется переключить передачу на другую ступень, причем ввиду дискретности ряда значений i подходящего значения K может и не оказаться.

Гидродинамическая передача представляет собой комбинацию двух динамических машин – лопастного насоса и турбины, объединенных в круге циркуляции жидкости (рис. 15, а). Вал насоса является входным валом трансмиссии, а вал турбины – выходным валом. Отвод насоса, статор турбины и трубопроводы образуют статор передачи, являющийся внешней опорой трансмиссии. Обычно насосное и турбинное колеса помещают в одном корпусе. При этом их неподвижные венцы лопастей объединены в одно лопастное колесо, называемом реактором, а необходимость в трубопроводах отпадает. Реактор может быть расположен не обязательно на выходе из насоса, но и на выходе из турбины (рис. 16, б). При отсутствии реактора и, следовательно, опорного момента, передача является гидродинамической муфтой (рис. 16, в).

Главные свойства гидродинамической передачи: 1) бесступенчатость; 2) автоматическое изменение передаточного отношения в зависимости от момента сил сопротивления на выходном валу; 3) при всех изменениях этого момента крутящий момент на валу двигателя может оставаться постоянным или изменяться в заданном диапазоне; 4) зависимость к.п.д. в значительной степени (от нуля до максимума в оптимальном режиме) от передаточного отношения.

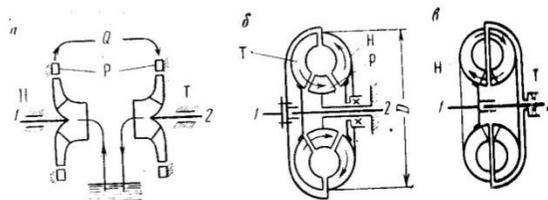


Рис. 16. Схемы гидродинамических передач:
а – насос и турбина; **б** – гидротрансформатор; **в** – гидромуфта; **Н** – насосное колесо;
Т – турбинное колесо; **Р** – реактор; **1** – вал входного звена; **2** – вал выходного звена;
D – активный диаметр

Гидродинамический трансформатор обеспечивает:

- повышение срока службы двигателя, ибо он может работать в одном выгодном режиме и предохраняется от перегрузки;
- предохранение от перегрузки также механизмов трансмиссии и рабочих органов машины;
- демпфирование крутильных колебаний, возникающих на одном из валов передачи;
- улучшение пусковых свойств машин, позволяя приводить их в движение под нагрузкой;
- получение «ползучих» скоростей вторичного вала и автоматического перехода на режим торможения, что удобно при спуско-подъемных операциях;
- облегчение труда бурильщика (оператора и др.).

Гидромуфта выполняет указанные функции частично, поскольку преобразования крутящего момента в ней не происходит.

С применением гидropередач и упрощением механической части трансмиссии масса многих машин снижается.

К недостаткам гидродинамических передач относятся:

Более низкий к.п.д. гидротрансформаторов (0,80-0,83 на оптимальном режиме по сравнению с к.п.д. механической передачи 0,93-0,97); гидромуфты имеют максимальный к.п.д. 0,97-0,98, но не трансформируют крутящий момент; к.п.д. гидродинамической передачи снижается, если режим ее работы отличается от оптимального;

Высокая стоимость по сравнению с механическими передачами;

Необходимость систем питания и охлаждения.

Гидродинамические передачи не вытесняют механические передачи, а дополняют их там, где это выгодно.

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Различают характеристики гидропередачи внешние и внутренние. Для потребителя представляют интерес такие характеристики, которые получают при испытании передачи и связывают между собой ее внешние показатели – крутящие моменты на валах, мощности, частоты вращения и к.п.д.

Внутренние характеристики связывают расход, скорость и давление рабочей жидкости, удельную работу лопастей турбинного и насосного колес, гидравлические потери, изменяющиеся в зависимости от передаточного отношения. Такие характеристики используют при расчете и проектировании передач.

3. ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Двигатель с гидропередачей представляет собой приводной агрегат, имеющий характеристику, отличающуюся от нагрузочной характеристики двигателя $n_d - M_d$. Чтобы построить кривые характеристики агрегата, необходимо учитывать, что частота вращения входного вала гидропередачи n_1 равна частоте вращения входного вала двигателя n_d , зависящей от нагрузки на двигатель (M_d).

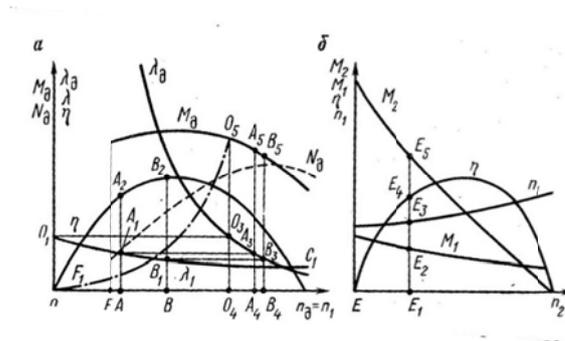


Рис. 17. Построение характеристики агрегата ДВС - гидротрансформатор

Для решения задачи необходимо в нескольких точках кривой $n_d - M_d$ вычислить коэффициент момента двигателя $\lambda_d = M_d / \rho n_d^2 D^5$ и построить график зависимости λ_d от n_d (рис. 17, а). На тот же чертеж наносят кривые $i - \lambda_1$ и $i - \eta$ безразмерной характеристики гидропередачи. При работе двигателя через передачу $\lambda_d = \lambda_1$ (поскольку $n_d = n_1$ и $M_d = M_1$).

Дальнейшие операции проводим в следующем порядке:

1. Задаемся передаточным отношением $i = OA$. Отрезки AA_1 и AA_2 соответствуют коэффициенту момента λ_1 и к.п.д. η при выбранном i ;
2. По известной величине $\lambda_d = \lambda_1$ с помощью графика λ_d находим $n_1 = n_d = OA_4$, $M_1 = M_d = A_4A_5$;
3. Вычисляем частоту вращения турбинного колеса $n_2 = in_1$, коэффициент трансформации $K = \eta / i$, крутящий момент на выходном валу $M_2 = KM_1$;

4. На рис. 17, б отложим отрезки, соответствующие найденным величинам: $EE_1 = n_2, E_1E_2 = M_1, E_1E_3 = n_1, E_1E_4 = \eta, E_1E_5 = M_2$.

5. Повторяем расчет для нескольких значений i , соединяем точки плавными линиями и получаем кривые искомой характеристики.

Для оптимального режима при $i_0 = OB$ (точки B_1, B_2, \dots, B_5) проверяем близость точки этого режима к точке максимума мощности двигателя, определяемого по пунктирной кривой N_d .

«Стоповому» режиму запуска агрегата под нагрузкой соответствуют точки O_1, O_3, O_4, O_5 . Парабола OO_5 представляет собой график зависимости крутящего момента на входном валу гидротрансформатора от n_1 при остановленном турбинном вале: $M_1 = \lambda_{1,c} \rho n_1^2 D^5$, где $\rho_{1,c}$ – коэффициент момента при $i = 0$.

Для примера рассмотрена характеристика ДВС. Подобным же образом строят характеристику гидropередачи с любым другим двигателем.

VII. ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, УСТРОЙСТВО, ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Возвратно-поступательный насос относится к объемным насосам, принцип действия которых состоит в том, что жидкая среда попеременно заполняет рабочую (насосную) камеру и вытесняется из нее. Название этому насосу дано по характеру движения рабочих органов (поршней, плунжеров, диафрагм). Существуют и другие объемные насосы – роторные (с вращательным) и крыльчатые (с возвратно-поворотным движением рабочих органов).

Для попеременного сообщения с местами входа и выхода жидкости насосная камера оборудована клапанами – всасывающим и нагнетательным (рис. 18, а). При движении рабочего органа объем камеры изменяется от минимального V_M (называемого объемом мертвого или вредного пространства) до максимального $V_s + V_M$, где V_s – объем, описываемый рабочим органом за один ход длиной S .

С увеличением объема давление в насосной камере уменьшается. Поэтому жидкость под действием атмосферного давления поднимается по трубе, открывает всасывающий клапан и заполняет камеру. При этом закрытый нагнетательный клапан изолирует камеру от области высокого давления в отводящей трубе. При выталкивающем ходе рабочего органа в насосной камере создается давление, превышающее давление в отводящей трубе. Нагнетательный клапан открывается, а закрытый всасывающий клапан изолирует камеру от области низкого давления в подводящей трубе.

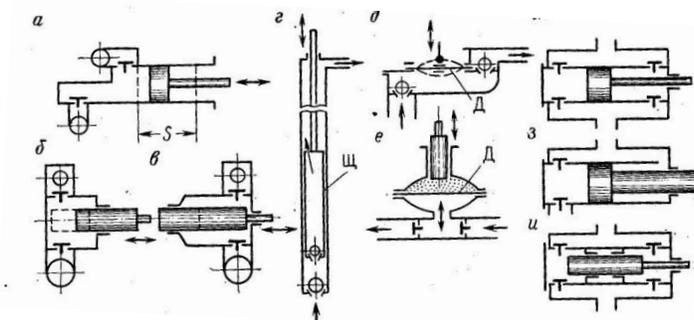


Рис. 18. Схемы гидравлической части возвратно-поступательных насосов

В отличие от динамического объемный насос обладает способностью самовсасывания, т.е. при известных условиях в нем обеспечивается самозаполнение подводящего трубопровода жидкостью. Некоторое время после запуска незаполненный жидкостью насос может работать как компрессор, откачивая воздух. Но даже при абсолютной герметичности системы достигаемый вакуум невелик, и для улучшения условий запуска насос, установленный над уровнем жидкости в расходном резервуаре, обычно приходится заполнять жидкостью, чтобы к тому же предохранить трущиеся детали от сухого трения.

При общности принципа действия и основных свойств возвратно-поступательные насосы весьма разнообразны по устройству.

По расположению в пространстве они, как и другие насосы, делятся на горизонтальные и вертикальные.

По выполнению рабочего органа насосы бывают:

Поршневые; уплотнение связано с поршнем и плотно прилегает к обработанной поверхности цилиндра (рис. 18, а);

Плунжерные; плунжер полированный, уплотнительный узел связан с гидравлической коробкой (рис. 18, б, в) или имеется щелевое уплотнение Ψ большой протяженности (рис. 18, г);

Диафрагменные; упругая диафрагма D приводится в движение механически (рис. 18, д) или гидравлически (рис. 18, е). В последнем случае она служит перегородкой, разделяющей перекачиваемую жидкость, содержащую абразивные частицы, от чистой, омывающей трущиеся детали в насосной камере.

При бурении скважин и на нефтегазопромыслах применяют главным образом поршневые и плунжерные насосы. Существует предел уменьшения диаметра поршня для штока данного диаметра из-за невозможности разместить узел уплотнения в узком кольцевом пространстве между стенкой цилиндра и штоком. В плунжерном насосе эта задача решается проще, так как в неподвижное плунжерное уплотнение легко подавать смазку и его можно периодически подтягивать, компенсируя изнашивание.

По числу поршней или плунжеров различают насосы: одно-, двух-, трех- и многопоршневой (плунжерный), а по числу плоскостей, в которых расположены оси рабочих органов – одно-, двух- и многорядный.

Чем меньше поршней (плунжеров), тем проще схема насоса и тем меньше сменных деталей, что очень важно в условиях интенсивного их износа. С другой стороны, увеличением рядов, в которых использованы стандартные детали, достигается повышение подачи и равномерности движения жидкости в трубопроводах.

Существенный признак устройства насоса – число тактов нагнетания и всасывания за двойной ход рабочего органа (род действия):

- в насосе одностороннего действия (см. рис. 18, а, б) рабочий орган выполняет одно всасывание и одно выталкивание, изменение объема насосной камеры $V_s = FS$, где F и S – соответственно площадь и длина хода поршня (плунжера);

- в насосе двухстороннего действия (рис. 18, ж, и) жидкость всасывается и нагнетается два раза, так что в двух насосных камерах

$$V_s = FS + (F - f) S = (2F - f) S,$$

где f – площадь поперечного сечения штока;

- в дифференциальном насосе (рис. 18, з, э) жидкость всасывается один раз ($V_s = FS$), а нагнетается – двумя порциями:

$$V_s = (F - f) S + fS.$$

2. ЭЛЕМЕНТЫ УСТРОЙСТВА

Возвратно-поступательный насос состоит из гидравлической и приводной частей. Гидравлическая часть кривошипного и прямодействующего насоса одинаковая и может быть взаимозаменяемой. Сменные ее детали унифицированы для использования в различных моделях. В гидравлическую часть входят: корпусные детали, цилиндрические втулки с механизмами крепления и уплотнения в корпусе; поршни, плунжеры, штоки; узлы уплотнения плунжеров и штоков; клапаны; пневмокомпенсаторы; предохранительные клапаны.

К корпусным деталям относятся корпус гидравлической части, приемная коробка и нагнетательный коллектор. В зависимости от давления, температуры и коррозионных свойств перекачиваемой жидкости корпус изготавливают из чугуна или литой стали, а при высоких давлениях (свыше 25 МПа) – из стальных поковок. Корпус может быть цельным или составленным из нескольких деталей.

Для защиты корпуса от изнашивания служат сменные детали – цилиндрическая втулка, корпус сальника, седло клапана. Герметичность их соединения с корпусом обеспечивается неподвижными уплотнениями. Комплект сменных цилиндрических втулок и поршней нескольких размеров позволяет изменять подачу насоса.

Основная причина выхода из строя цилиндрических втулок – абразивный износ. Для повышения износоустойчивости их поверхность упрочняют током высокой частоты и другими средствами. Находят применение биметаллические втулки, изготавливаемые методом центробежного литья с повышенным содержанием углерода и хрома во внутренних слоях, а для работы в сильно коррозионной среде – из стали, содержащей никель, или из высокопрочной керамики. Система крепления и уплотнения цилиндрической втулки, состоящая из болтов шпилек, нажимных и промежуточных втулок и коронок, металлических и эластичных колец, предотвращает смещение втулки и герметизирует зазор между втулкой и корпусом.

3. ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Буровые насосы

Основные параметры насосов, предназначенных для различных видов бурения, регламентированы, в них предусмотрен ряд типоразмеров. Члены ряда характеризуются мощностью, наибольшим давлением и наибольшей подачей.

Полезная мощность стандартных насосов, используемых в эксплуатационном и глубоком разведочном бурении, составляет 150-750 кВт, наибольшее давление 15-32 МПа, наибольшая подача 18-45 л/с. Среди насосов этой группы наиболее распространены кривошипные двухпоршневые насосы двустороннего действия.

Особенности приводной части насоса – чугунная станина и сварнолитой вал с двумя эксцентриками, расположенными по обе стороны от зубчатого колеса. Такая конструкция позволяет уменьшить расстояние между рядами насоса.

Устройство более мощных насосов У8-7 и У8-7М аналогичное и отличается лишь конструктивными решениями. В частности, станина выполнена сварной (что облегчает машину), а конструкция эксцентрикового вала изменена.

У некоторых буровых насосов приводной механизм построен по иной схеме. В качестве коренного служит кривошипный вал, имеющий концевые съемные кривошипы, а зубчатое колесо помещено непосредственно между двумя коренными подшипниками. Такая схема позволяет применять опоры качения небольшого диаметра во всех подшипниках, включая и мотылевые. Недостатком является большое расстояние между осями рядов машин, что приводит к увеличению ее ширины и массы. Кроме того, замена подшипника коренного вала связана с необходимостью снимать кривошип. Подшипники, воспринимающие силы, действующие на коренной вал со стороны шатунов, расположены на небольшом расстоянии друг от друга и потому сильно нагружены. При такой схеме клапаны помещают между цилиндрами, что затрудняет их замену.

Отличие насоса марки БрН-1 заключается в том, что коренной вал пальцевой конструкции. В этом приводном механизме, так же как в предыдущем, мотылевые головки шатуна небольшого размера и доступны для обслуживания, но расстояние между рядами механизма уменьшено.

В последние годы все большее применение находят трехпоршневые насосы одностороннего действия. Насосы этой группы при тех же технических показателях легче, чем двухпоршневые, примерно на 25-30%, и более компактны, что особенно важно в условиях, когда площадь для насосной станции ограничена (на плавучих, островных и эстакадных буровых установках). Это достигнуто за счет увеличения частоты ходов поршней в 2-2,5 раза и уменьшения длины хода в 1,5-2 раза (в зависимости от мощности насоса). Благодаря большей равномерности подачи и меньшему объему V_s для насосов этого типа требуется пневмокомпенсатор меньшего объема, но при этом необходим подпорный центробежный насос, обеспечивающий нормальное всасывание жидкости. Сменные части трехпоршневых насосов более легкие, чем у двухпоршневых той же мощности: цилиндрические втулки – за счет уменьшения длины хода и независимости их внешнего диаметра от диаметра расточки корпуса, поршни – за счет одностороннего действия, а клапаны – благодаря увеличению скорости жидкости, что оказывается возможным при наличии подпорного насоса.

Полезная мощность стандартных насосов для геологоразведочного бурения на нефть и газ находится в диапазоне 6-100 кВт, а максимальное давление 1,6-16 МПа. К данной группе относятся двухпоршневые насосы двухстороннего действия 9 МГр ($N_n = 77$ кВт) и 11Гр ($N_n = 24$ кВт) с эксцентриковым коренным валом. От этих насосов, построенных по «классической» схеме, отличаются быстроходные легкие насосы. Это – трехплунжерные насосы одностороннего действия с эксцентриковым валом, лучше отвечающие требованиям, предъявляемым к транспортабельным установкам.

VIII. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Как и возвратно-поступательные, роторные насосы являются объемными, действующими по принципу вытеснения жидкости. Эти насосы используются главным образом как источник питания различных гидроприводов, получающих все большее распространение в связи с механизацией трудоемких процессов и автоматизацией производства. Их широко применяют для смазки машин, а также для перекачивания различных жидкостей при небольших подачах.

К настоящему времени изобретено и применяется на практике много разновидностей роторных насосов. Их рабочие органы: *с т а т о р* - неподвижная часть насоса с всасывающей и нагнетательной камерами (корпус); *р о т о р* - деталь или группа деталей, вращающаяся от ведущего вала; *з а м ы к а т е л ь* (или замыкатели), предназначенные для разобщения областей высокого и низкого давлений.

По характеру движения рабочих органов роторные насосы делятся на три группы: 1) *р о т о р н о – в р а щ а т е л ь н ы е* с вращательным движением; 2) *р о т о р н о – п о с т у п а т е л ь н ы е* с вращательным и возвратно-поступательным движением; 3) *р о т о р н о – п о в о р о т н ы е* с вращательным и возвратно-поворотным движением рабочих органов.

В зависимости от способа распределения жидкости роторные насосы подразделяются на насосы с бесклапанным и клапанным распределением. Наиболее распространенные бесклапанные насосы являются обратимыми машинами, что позволяет применять их в качестве гидравлических двигателей.

В роторном насосе частота вращения вала не обязательно равна частоте циклов в рабочей камере. В некоторых насосах за один оборот вала в каждой камере совершается несколько нагнетаний и всасываний. Исходя из этого, различают насосы однократного, двухкратного и многократного действия.

Рабочий объем $q = kVz$, где k - кратность действия; Viz - соответственно объем одной рабочей камеры и число камер.

В некоторых случаях расчет рабочего объема затруднителен, и поэтому его определяют опытным путем. Для этого измеряют объем поданной жидкости за несколько оборотов вала при небольшой частоте вращения вала ($n \approx 1$ об/с) и нулевом перепаде давления, когда перетекание и недозаполнение насоса жидкостью практически отсутствует, и делят измеренный объем жидкости на число оборотов.

Роторные насосы делятся на *р е г у л и р у е м ы е* (с изменяющимся рабочим объемом) и *н е р е г у л и р у е м ы е*.

Подача роторного насоса пульсирующая, однако неравномерность ее невелика, и гасители пульсации не требуются. При наличии жидкостной пленки, заполняющей зазоры, он может отсасывать воздух из подводящего трубопровода, т.е. является самовсасывающим. При достижении определенного давления, называемого *п р е д е л о м р а б о т о с п о с о б н о с т и*, происходит выдавливание жидкости на контактных поверхностях, появляется сухое

трение, и механические потери резко возрастают, что приводит к падению к.п.д. насоса. Работа за пределом работоспособности связана с интенсивным износом трущихся деталей.

Рассмотрим наиболее распространенные виды роторных насосов.

2. РОТОРНО-ВРАЩАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

К этой группе относятся зубчатые насосы, в которых жидкость перемещается в плоскости, перпендикулярной к оси вращения рабочих органов, и винтовые насосы – жидкость перемещается вдоль оси вращения.

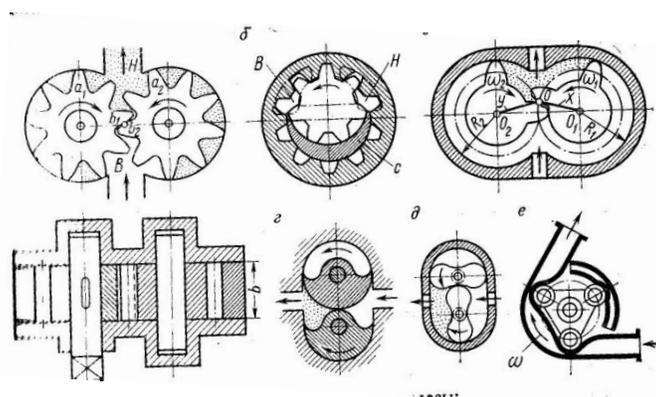


Рис. 19. Зубчатые насосы: а, б, в – шестеренные; г, д – коловратные; е – шланговый

В свою очередь, зубчатые насосы подразделяются на шестеренные, коловратные и шланговые. В первом из названных и наиболее распространенном из зубчатых насосов рабочими органами служат шестерни, которые обеспечивают геометрическое замыкание рабочих камер и передают крутящий момент (рис. 19, а, б).

Под коловратным насосом понимается зубчатый насос с рабочими органами в виде роторов, обеспечивающих только геометрическое замыкание рабочей камеры, а вращающий момент с ведущего ротора на ведомый передает шестеренная пара, расположенная вне корпуса насоса. Профили роторов показаны на рис. 19, г, д. В шланговом насосе рабочим органом является упругий шланг, пережимаемый вращающимися роликами (рис. 19, е).

3. РОТОРНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

В эту группу входят роторно-поршневые с рабочими органами в виде поршней или плунжеров и шибберные насосы с рабочими органами в виде пластин (пластинчатый насос) или шибберов фигурного профиля (фигурно-шибберный насос).

Роторно-поршневые насосы бывают двух видов – аксиально-поршневые и радиально-поршневые.

IX. ПРИМЕНЕНИЕ НАСОСОВ

1. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ВЫБОР ТИПА И МАРКИ НАСОСОВ

В нефтегазодобывающей промышленности насосы используют в следующих основных целях:

1) нагнетание жидкостей в пласты для их заводнения, заполнения жидкими углеводородами, гидроразрыва;

2) подъем жидкостей из скважин;

3) транспорт нефти, нефтепродуктов и сжиженных газов;

4) водоснабжение систем заводнения пластов, промышленных предприятий и коммунального хозяйства;

5) поддержание циркуляции жидкости:

для разрушения горных пород при бурении скважин и их очистки от выбуренной породы (буровые насосы);

для очистки скважин от песчаных пробок (промывочные насосы);

для депарафинизации скважинного и наземного оборудования;

при обработке призабойной зоны скважины кислотой и другими химическими реагентами;

при подготовке к первичной обработке нефти (сепарация нефти и воды, обессоливание);

в теплообменных аппаратах и устройствах, а также для охлаждения двигателей и компрессоров;

для смазки машин и гидравлического уплотнения валов насосов и компрессоров;

6) приготовление и кондиционирование смесей (цементных и глинистых растворов, суспензий для гидроразрыва), подготовка воды для закачки в пласт, для питания паровых котлов и систем охлаждения;

7) цементирование скважин;

8) гидравлическая опрессовка трубопроводов и сосудов;

9) питание водой паровых котлов;

10) питание гидроприводов различных механизмов и оборудования.

При комплектации насосных установок исходят из ассортимента существующих насосов. Так же, как и другое оборудование, однотипные насосы выпускаются группами (размерными рядами). При этом предусмотрены графики, поля которых удовлетворяют требованиям потребителей данных насосов. Существуют размерные ряды буровых, центробежных, нефтяных и химических насосов, а также различных видов роторных насосов.

Для относительно малых расходов жидкости и больших давлений, как правило, предназначены возвратно-поступательные насосы, а для больших расходов при сравнительно низких давлениях – центробежные насосы. Это объясняется тем, что возвратно-поступательный насос тихоходный, так что повышение подачи в одном насосе может быть достигнуто лишь увеличением рабочего объема и, следовательно, размеров и

массы машины. С другой стороны, расчетное давление центробежного насоса повышается с увеличением частоты вращения вала и числа ступеней. Чрезмерное увеличение того и другого связано с трудностями и снижением технико-экономических показателей.

Паровые насосы имеют низкий к.п.д., однако при наличии пара, используемого для технологических целей, вариант применения парового насоса часто оказывается самым выгодным, особенно если учесть простоту регулирования и обслуживания этого насоса.

При перекачке с малым расходом неабразивных жидкостей предпочтение отдается роторным насосам. Они компактны и удобны в обслуживании, а их к.п.д. в связи с усовершенствованиями в насосостроении приближается к к.п.д. возвратно-поступательных насосов.

При сопоставлении вариантов учитываются расходы по автоматизации регулирования и управления запуском и остановкой насосов. Центробежные насосы более удобны для регулирования, чем возвратно-поступательные, но их запуск более сложен из-за необходимости предварительного заполнения жидкостью.

2. РЕГУЛИРОВАНИЕ НАСОСОВ

Предположим, что насос работает в гидравлической системе, имеющей линию характеристики R , с подачей Q при нормальной частоте вращения вала, и что необходимо изменить эту подачу до Q' . Это можно достичь в общем случае изменением сопротивления системы или напорной характеристики насоса.

1. Дросселирование. Подачу центробежного насоса можно снизить введением добавочного сопротивления $h_{дв}$ нагнетательную линию (прикрытием задвижки или любым другим способом). Поскольку при этом кривая сопротивления гидравлической системы становится круче (рис. 20, а), то рабочая точка перемещается по кривой характеристики насоса. Именно таким способом получают на испытательном стенде напорную характеристику насоса (называемую поэтому дроссельной). Энергетическая эффективность метода низкая, но благодаря простоте реализации метод часто применяется при отсутствии других возможностей снизить подачу. Более благоприятно дросселирование у насосов с низким n_s , поскольку с уменьшением подачи потребляемая мощность таких насосов также снижается.

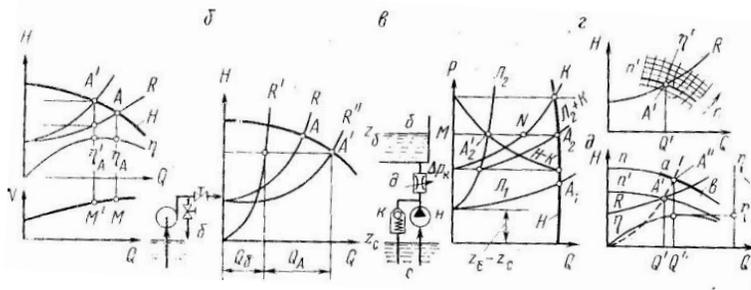


Рис. 20. К регулированию насосов

2. Дроссельный перепуск. В случае насосов с высоким n_s , имеющим падающую кривую мощности, прибегают к перепуску жидкости по обводной линии (байпасу) б (рис. 20, б). Здесь A – точка нормального режима, R' – кривая сопротивления линии б, R'' – кривая общей характеристики системы, A' – точка режима работы с мощностью, которая меньше, чем в A . Общая подача, характеризуемая точкой A , распределяется между расходами жидкости Q_b , сбрасываемой через обводную линию и Q_A , поступающей в трубопровод.

Недостаток этого метода, кроме снижения к.п.д., – работа насоса в режиме, предположенном к кавитации (точка A'). Комбинируя перепуск жидкости с легким дросселированием, можно добиться, чтобы точка A' совпала с точкой A , а мощность насоса оставалась постоянной при всех значениях расхода жидкости в трубопроводе.

Сочетание дроссельного перепуска с дросселированием нагнетаемой жидкости служит средством изменения подачи нерегулируемых объемных насосов (рис. 20, в). Пока давление насоса меньше Δp_k , предохранительный клапан K закрыт. Насос H перекачивает жидкость в бак б. Точка A_1 пересечения кривой L_1 с кривой характеристики насоса H является рабочей точкой в этом случае. Если дроссель d приоткрыть, то парабола L_2 становится круче. Сложив абсциссы линий L_2 и K , получим кривую сопротивления системы $L_2 + K$ и новую рабочую точку A_2 . Отрезки по горизонтали MA_2 соответствуют расходам через дроссель NA_2 и через предохранительный клапан MN .

Тот же результат получим, если, рассматривая клапан k как принадлежность насоса, построим кривую их совместной характеристики $H - K$ (путем вычитания абсцисс) с рабочей точкой A'_2 . Отрезок MA'_2 , равный отрезку NA_2 , соответствует подаче жидкости в резервуар, а A'_2A_2 (равный MN) – в сливной бак c .

3. Изменение скорости привода. Этот метод применим к насосу любого типа. При расчете кривую характеристики системы наносят на график универсальной характеристики насоса (рис. 20, г), после чего по заданной подаче Q' определяют η' , а затем мощность насоса и соответствующую частоту вращения вала или частоту ходов поршня n' .

4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Соединение насосов в группы (блоки) практикуется: 1) как средство увеличения гидравлической мощности; 2) для ступенчатого регулирования подачи выключением части насосов; 3) для создания подпора на всасывании основного насоса.

Если насосы включаются параллельно, напорная характеристика группы получается суммированием подач (при одинаковых давлениях или напорах). При последовательном соединении складываются давления (или напоры) при равных подачах.

1. Соединение одинаковых насосов (рис. 21, а). Кривая напорной характеристики блока двух насосов при параллельном соединении обозначена Q_{1+2} , а при последовательном – H_{1+2} . Точка A_1 соответствует режиму работы одного насоса, когда второй выключен. A_2 – рабочая точка при параллельном включении насосов; в точке пересечения горизонтали A_2c кривой характеристики насоса к.п.д. насоса равен η_2 . По точке A_3 определяем подачу блока насосов при их последовательном соединении, когда к.п.д. равен η_3 .

2. Параллельное соединение насосов с разными характеристиками (рис. 21, б). Кривая напорной характеристики блока центробежных насосов CA получена суммированием абсцисс кривых 1 и 2. Точки пересечения горизонтали напора H_{1+2} с кривыми 1 и 2 характеризуют режимы работы каждого насоса с соответствующими к.п.д. и η_1 и η_2 .

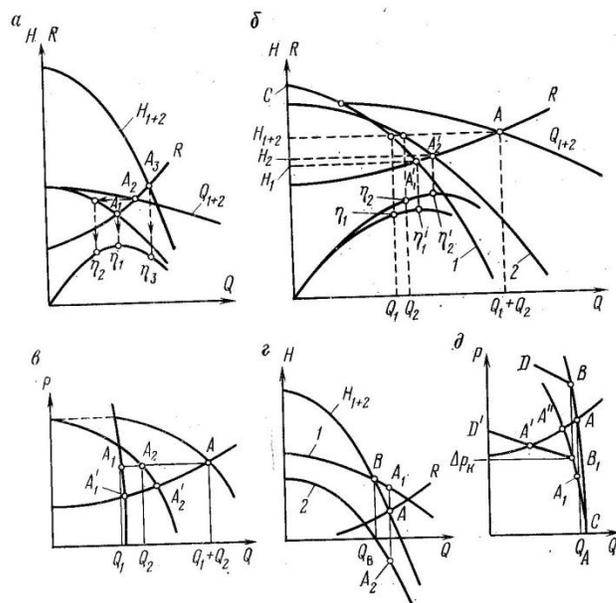


Рис. 21. Определение показателей насосов, действующих совместно

К.п.д. блока насосов η определим из баланса мощностей

$$N = N_1 + N_2,$$

откуда

$$\frac{Q_1 + Q_2}{\eta} = \frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}.$$

A'_1 и A'_2 – точки, соответствующие режимам работы насосов в одиночку.

Рассмотренная методика определения рабочих показателей насосов применима также к объемным насосам и к комбинации из объемного и центробежного насосов (рис. 21, в).

Отметим следующую особенность. Поскольку с увеличением Q мощность центробежного насоса обычно возрастает, то при остановке «партнера» он перегружается (переход из A_2 в A'_2 на рис. 21, в). В объемном насосе снижение давления приводит, наоборот, к почти пропорциональному падению мощности (переход из A_1 в A'_1).

3. Последовательное соединение насосов

Если центробежные насосы однотипные (это как бы ступени одного насоса), все обстоит просто. Если же они различные (рис. 21, г), то при расходах, больших чем Q_B , насос 2 действует в режиме A_2 с отрицательным напором. В этом случае насос 2 необходимо выключить, ибо он потребляет мощность насоса 1.

При последовательном соединении объемных насосов их переливные клапаны настраивают на допустимый перепад давлений Δp_k (рис. 21, д). CB_1D' – кривая характеристики насоса с предельным клапаном; CBD – кривая характеристики двух насосов, A – рабочая точка группы. Точки режимов действия насоса: A_1 – при совместной работе, A' – в одиночку с переливным клапаном, A'' – то же без клапана. О полезной мощности N_n в каждом случае можно судить по площади прямоугольника, в правом верхнем углу которого находится точка, соответствующая данному режиму действия ($N_n = QP$).

4. КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ

При эксплуатации насосов, имеющих давление во всасывающем трубопроводе ниже атмосферного, возникает опасность кавитации. Кавитацией называется местное выделение из жидкости газов и паров (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией и смыканием) выделившихся парогазовых пузырьков, сопровождающимся непрерывными гидравлическими ударами высокой частоты, большими давлениями и температурами в центрах конденсации. Это давление ограничивает возможности действия насосов, турбин, а также гребных винтов.

Чистые жидкости подобно твердым телам выдерживают очень высокие напряжения растяжения. Однако реальные жидкости разрываются (кавитируют) при напряжениях сжатия (давлениях), близких к давлению паров. Это объясняется тем, что в реальных жидкостях имеются инородные частицы, твердые и газообразные, на поверхности которых образуются слабые для разрыва жидкости участки, служащие зародышами кавитации. Кавитация возникает также в микроскопической несмазываемой трещине на поверхности рабочего органа гидромашины.

Падение давления жидкости до предельного значения может быть по всему сечению потока, и тогда происходит разрыв в этом сечении с образованием обширной паровой полости во всасывающем тракте насоса. Происходит срыв подачи. Если такой разрыв возникает в цилиндре возвратно-поступательного насоса, то следствием является сильный механический удар поршня о жидкость и возможно повреждение насоса.

Падение давления может быть также местным, обусловленным неравномерностью распределения скорости и давления по сечению потока. Обратимся, например, к вращающемуся рабочему колесу центробежного насоса (рис. 22, а). Среднее по сечению давление изменяется в межлопастном канале от p_1 до p_2 , но на любой лопасти имеется избыток давления по передней поверхности amb и недостаток на задней поверхности anb . На передней кромке лопасти давление заторможенного потока равно p_0 . В некоторой точке профиля s давление ниже, чем p_1 , на Δp_s . В этой зоне возникает кавитация, если чрезмерно снизить давление при входе в насос.

Существуют различные стадии кавитации при обтекании лопастей без тотального разрыва потока (рис. 22, б):

1 – в виде отдельных пузырьков, которые растут, передвигаются вдоль лопастей и исчезают (захлопываются);

2 – в виде стационарных лопастей (отрывов), охватывающих часть лопасти рабочего колеса;

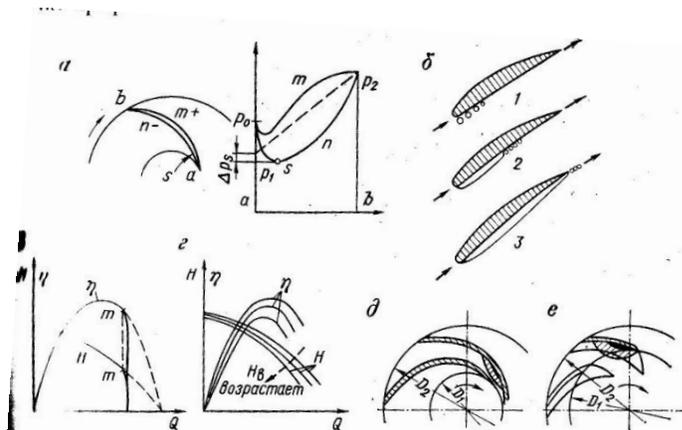


Рис. 22. Кавитация в лопастных насосах:
a – распределение давлений по профилю лопасти, ***б*** – виды кавитации, ***в, г*** – влияние кавитации на характеристики; ***т*** – начало кавитации, ***H_в*** – вакуумметрическая высота всасывания; ***д, е*** – зоны низкого давления на тыльной стороне лопастей

з – в виде стационарных лопастей, простирающихся по всей лопасти и замыкающихся за нею.

О появлении кавитации в динамических насосах свидетельствуют следующие признаки отрицательного действия ее на насос вплоть до повреждений.

1. Шум, происходящий в результате конденсации («захлопывания») паровых пузырьков и превышающий тот, который устанавливается при работе насоса в ударных режимах. Этот шум напоминает грохот перекатываемых камней.

2. Снижение технических показателей – подачи, мощности, к.п.д. При низких значениях n_s кривые характеристики резко падают с возрастанием подачи до значения, при котором начинается кавитация (рис. 22, *в*). В быстроходных центробежных насосах кривые изгибаются постепенно (рис. 22, *г*).

Эти различия в проявлении кавитации вызваны особенностями рабочих колес. В колесах с низким n_s межлопастные каналы узкие и длинные. Как только давление на входе в колесо снижается до давления парообразования, небольшое увеличение расхода жидкости приводит к распространению паровой области по всей ширине канала. В колесах с высоким n_s каналы между лопастями широкие и короткие. Поэтому требуется значительное увеличение расхода и соответствующее снижение среднего давления перед лопастями, чтобы зона парообразования распространилась на всю ширину канала.

В многоступенчатом центробежном насосе кавитация возникает только в первой ступени; поэтому снижение кривых H и η выражено менее отчетливо, чем в одноступенчатом насосе.

Снижение кривых может начаться до того, как проявляется кавитация. Это вызвано выделением воздуха из воды или легких фракций из нефтепродукта при пониженном давлении на входе в колесо.

3. Интенсивный износ стенок (кавитационная эрозия) в зоне конденсации паровых пузырьков при длительной кавитации. Механизм этого явления до настоящего времени освещен не полностью. опыты показали, что разрушение поверхностей – результат механического воздействия на них точечных гидравлических ударов («бомбардировок»), а электрохимическое и химические процессы существенной роли не играют. Под влиянием колебаний давления, частота которых достигает 2500 Гц, материал стенок устает, и в нем появляются ослабления и трещины. Расчлененные зерна подвергаются колебаниям изгиба, что завершается их изломом в плоскостях спайки кристаллов и полным удалением. В образующуюся каверну проникает жидкость, смешанная с паром, и разрушение прогрессирует. Разъединенная поверхность приобретает губчатую текстуру.

Различные материалы сопротивляются кавитации по-разному. Неоднородные структуры, содержащие точки слабого сопротивления, благоприятствуют появлению микрокаверн. Наоборот, гомогенные мелкозернистые структуры сопротивляются кавитации лучше. Положение сплавов в порядке возрастания сопротивления кавитации: чугун, обычная бронза, алюминиевая бронза, углеродистая сталь, хромистая сталь, нержавеющая сталь. Пористые и шероховатые поверхности, а также острые выемки снижают сопротивление кавитации так же, как и сопротивление усталости.

Вода более агрессивна, нежели масло, так как ее молекулы меньше и проникают в атакуемую поверхность глубже, чем молекулы масла.

4. Вибрации, интенсивность которых зависит от развития кавитации. Как во всяком явлении равновесия фаз, конденсация пара в полостях происходит с запаздыванием, вследствие чего возврат к равновесному состоянию совершается резко и охватывает большую часть паровой полости. Паровые полоски как бы «дышат» – надуваются и сжимаются. Это явление на различных лопастях может быть сдвинуто по фазе, и тогда колебания давления могут суммироваться в ненулевую результирующую поперечную силу, действующую на ротор и вызывающую вибрации.

5. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ОБСЛУЖИВАНИЯ НАСОСОВ

Эксплуатация насосов безопасна, если приняты меры для исключения чрезмерных повышений давлений и температур, а также для предупреждения утечек жидкости и опасностей от движущихся частей насоса.

При перекачивании жидкостей, испаряющихся при атмосферном давлении, а также жидкостей, выделяющих пары, вредные для здоровья, неожиданные утечки из насоса в машинный зал могут нанести серьезные повреждения обслуживающему персоналу. Помещение насосной должно иметь приточно-вытяжную вентиляцию. Состояние сальников, а также различных соединений следует проверять тем чаще, чем серьезнее опасность травматизма.

Первому запуску насоса должны предшествовать следующие операции:

- 1) Заправка подшипников смазкой;
- 2) Регулировка сальников и торцовых уплотнений, при использовании мягкой обивки во время приработки допускается небольшая утечка жидкости;

3) Заполнение жидкостью, обязательное для насосов, не обладающих способностью самовсасывания; рекомендуется также заполнять объемные насосы для ускорения пуска и во избежание перегрева уплотнений;

4) Проверка правильности направления вращения вала насоса.

Пуск в ход центробежного насоса осуществляется при закрытой выкидной задвижке. При запуске электродвигателя «вручную» необходимо следить по манометру за постепенным нарастанием давления жидкости в трубопроводе, а затем постепенно открывать задвижку, наблюдая за амперметром во избежание перегрузки двигателя. Насос останавливают в следующем порядке: медленно закрывают задвижку, выключают двигатель, закрывают краны у манометров и на линиях подвода жидкости к сальникам и охлаждения подшипников.

Запуск объемного насоса производят только при полностью открытой задвижке на отводящей линии. Если возможно, двигатель запускают при пониженной скорости и при полной разгрузке насоса работой «на себя»; затем частота вращения доводится до нормальной, и насос включается в трубопровод. Контролируют нагрев подшипников и отсутствие стуков в гидравлической коробке.

При эксплуатации насоса необходимо:

1) Поддерживать уровень масла в подшипниках и обновлять смазку, при перегреве подшипников следует менять масло несколько раз через разные интервалы времени;

2) Наблюдать за работой уплотнений; в динамических насосах допускается просачивание жидкости редкими каплями, а в поршневом совершенно не допускается утечка жидкости или проникновение воздуха;

3) Систематически очищать приемную сетку;

4) Периодически проверять действие предохранительного клапана и при необходимости регулировать;

5) Поддерживать насос и его фундамент в чистоте;

6) Проводить осмотр и текущий ремонт, устраняя обнаруженные дефекты клапанов, уплотнений и деталей приводной части.

Х. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ВИДЫ КОМПРЕССОРОВ

Расход газа на входе в компрессор и выходе из него различен не только по объему, что обусловлено сжатием перекачиваемого газа, но и по массе. Последнее объясняется:

- а) негерметичностью машины (внешние утечки и подсосывание воздуха из атмосферы через уплотнение вала);
- б) выпадением из поступающего газа различных жидкостей (влаги, газового конденсата);
- в) неполным отделением впрыскиваемой (для охлаждения, уплотнения зазоров, смазки) жидкости.

Поэтому различают следующие величины:

1. Объемный расход газа на входе в компрессор $\bar{V}_н$. Соответствующий массовой расход $\bar{m}_н = \rho_n \bar{V}_н$, где ρ_n – начальная плотность газа.

2. М а с с о в а я п о д а ч а к о м п р е с с о р а $\bar{m}_к$ – массовый расход газа в контрольном сечении на выходе из компрессора. При измерении объемного расхода газа $\bar{V}_к$ в том же сечении массовая подача определяется по формуле $\bar{m}_к = \rho_k \bar{V}_к$, где ρ_k – конечная плотность газа.

3. О б ъ е м н а я п о д а ч а с у х о г о г а з а $\bar{V}_о$ – объемный расход на выходе, пересчитанный на условия состояния газа, соответствующие стандарту.

Объемный расход $\bar{V}_н$ зависит от размеров компрессора, частоты циклов действия и режима работы, в меньшей степени – от состава и температуры всасываемого газа. В отличие от $\bar{V}_н$, массовый расход зависит также от плотности поступающего газа, вследствие чего значение $\bar{V}_о$ привязано к определенным начальным условиям.

1. МОЩНОСТЬ И К.П.Д. КОМПРЕССОРА

Поскольку компрессоры, как и насосы, служат для перемещения текущих тел, к ним формально применимы понятия, используемые в качестве технических показателей насосов: удельная полезная работа или напор, полезная мощность, к.п.д.

Действительно, выражение работы, переданной потоку газа рабочими органами компрессора, полученное из баланса работ в проточной машине, выглядит так же, как для насосов:

$$-L_{н-к}^* = \left[\int_n^k V dp + mg(z_k - z_n) + m \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} \right] + L_{н-к}^{**}.$$

отличаясь тем, что работа изменения давления ($-W_{н-к}$) определена не по разности конечного и начального давлений V ($p_k - p_n$), а интегралом.

Переходя к удельным величинам, отделяя потери и пренебрегая вследствие малости слагаемых $g(z_k - z_n)$, получим выражения удельной полезной работы и напора:

$$l_n = \int_n^k v dp + \frac{1}{2}(c_k^2 - c_n^2); \quad (14)$$

$$H = l_n / g, (15)$$

где v – удельный объем ($v = V/m$); $v = 1/\rho$.

Понятие «давление» в том смысле, которое оно имеет для насосов (удельная объемная работа $P = L_n/V$), для компрессоров не существует, так как V и ρ – переменные.

Для вычисления интеграла главной части полезной работы необходимо проследить за всеми особенностями сложного процесса сжатия газа в компрессоре. Сложность в том, что, во-первых, зависимость $V = f(p)$ в интеграле работы определяется условиями теплообмена (его направлением и интенсивностью), которые, в свою очередь, зависят от системы охлаждения машины, и кроме того, изменяются с температурой сжимаемого газа на его пути от всасывающего до нагнетательного патрубка. Во-вторых, газовый поток неоднороден в том смысле, что состояние газа в различных частях потока изменяется по-разному. Некоторая часть потока газа (перетекания или остатки газа в компрессорной камере) имеет параметры, отличающиеся от параметров основной части потока. Определение средних параметров неоднородного потока сопряжено с большими трудностями.

Вследствие этого понятие полезной работы и производные его (L_n, H, P, N_n) как количественные показатели действия компрессора практического значения не имеют. Их функции (выражать нагрузку на машину и определять к.п.д.) выполняют другие величины.

На графике характеристики компрессора указывают непосредственно конечное и начальное давление (средние их значения) или степень повышения давления $\varepsilon = p_k/p_n$.

Что касается к.п.д., то вместо истинного его значения используется значение, получаемое при замене реального рабочего процесса схематизированным. Принимают, что процесс сжатия происходит по политропе с постоянным показателем n :

$$pv^n = \text{idem},$$

считая, что газовый поток однородный.

Удельная работа изменения давления при таком процессе

$$\omega_{H-k} = -\int_H^k v dp = -\frac{n}{n-1}(p_k v_k - p_n v_n).$$

Используя характеристику сжатия

$$\tau_{HK} = \frac{p_k v_k}{p_n v_n} = \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}, \quad (16)$$

получим следующие варианты предыдущей формулы:

$$\begin{aligned} \omega_{H-k} &= -p_n v_n \frac{n}{n-1} (\tau_{HK} - 1) = -p_n v_n \frac{n}{n-1} \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \\ &= -p_n v_n y(\varepsilon, n). \end{aligned} \quad (17)$$

Вспомогательную функцию двух аргументов

$$y(\varepsilon, n) = \frac{n}{n-1} \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (18)$$

можно определить по графику (рис. 23).

Показатель политропы выбирают применительно к реальному процессу.

Если процесс близок к адиабатическому, принимают $n = k$, где k – показатель адиабаты (для идеального газа), определяемый по составу газа.

Из формул (17) и (18) вытекают выражения адиабатической удельной работы, адиабатической мощности и внутреннего адиабатического к.п.д.:

$$l_{ад} = p_H v_H y_{ад} + \frac{1}{2} \left(C_k^2 - C \frac{2}{H} \right); N_{ад} = l_{ад} \bar{m}; \eta_{ад.в} = \frac{N_{ад}}{N_k}.$$

Здесь N_k – внутренняя мощность компрессора. Как и для насоса, это – мощность взаимодействия рабочих органов с потоком текущей среды, в данном случае – газа.

Заметим, что для учета влияния на к.п.д. внешних утечек с массовым расходом \bar{m}_y адиабатическая мощность подсчитывается по «полезной» части массового расхода на входе в компрессор:

$$\bar{m} = \bar{m}_н - \bar{m}_y.$$

Если пренебречь изменением кинетической энергии газа, то формулу адиабатической мощности можно представить так:

$$N_{ад} = p_H \bar{V} y_{ад},$$

где $\bar{V} = v_H \bar{m}$.

Аналогичные выражения получают для изотермического процесса сжатия, который служит эталоном для такого реального процесса, в котором текущая температура газа мало отличается от начальной.

При $n = 1$ (изотерма идеального газа) выражение (18) приводит к неопределенности. Используя условие $p_H = p_H$ для вычисления интеграла $\omega_{н-к}$, видим, что $y_{из} = \ln \varepsilon$. Изотермическая мощность и внутренний изотермический к.п.д.:

$$N_{из} = l_{из} \bar{m} \approx p_H \bar{V} \ln \varepsilon; \eta_{из.в} = N_{из} / N_k.$$

Подобным же образом для других цифровых значений n формулируются понятия политропической мощности и внутреннего политропического к.п.д.:

$$N_{пол} = l_{пол} \bar{m}; \eta_{пол.в} = N_{пол} / N_k.$$

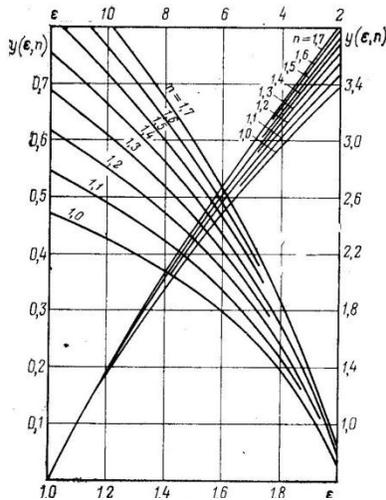


Рис. 23. График вспомогательной функции $y(\epsilon, n)$

Приведенные формулы можно использовать: 1) при испытании действующего компрессора с целью построения графика его характеристики; 2) для определения потребной мощности проектируемой компрессорной установки.

В первом случае измеряют расход газа и мощность компрессора, а затем вычисляют тот или другой к.п.д. Об определении значения n для внутреннего политропического к.п.д. говорится ниже. Относительный к.п.д. в данном случае является, как и внутренний к.п.д. насоса, показателем режима, а при сравнении однотипных машин – также критерием эффективности затраты энергии на сжатие газа в одинаковых условиях. Чем ближе реальный процесс к выбранному эталонному, тем меньше относительный к.п.д. отличается от внутреннего к.п.д.

Во втором случае внутреннюю мощность можно вычислить так:

$$N_k = N_{ад} / \eta_{ад.В} = N_{из} / \eta_{из.В} = N_{пол} / \eta_{пол.В}$$

Вариант формулы выбирают в зависимости от того, какой к.п.д. известен по статистическим данным испытаний компрессоров данного типа. Здесь относительный к.п.д. выполняет другую роль: он служит коэффициентом мощности, т.е. поправкой, позволяющей перейти от теоретической мощности $N_{ад}$ (или $N_{из}$ или $N_{пол}$), рассчитываемой по условиям перекачивания газа, к реальной внутренней мощности компрессора.

Мощность компрессора – сумма внутренней мощности и мощности механического трения (потери мощности в частях машины, изолированных от потока газа): $N = N_k + N_m$.

$$\text{Механический к.п.д. } \eta_m = N_k / N.$$

$$\text{Изотермический к.п.д. } \eta_{из} = N_{из} / N = \eta_{из.В} \eta_m.$$

Аналогичные определения – для адиабатического и политропического к.п.д.

Мощность на валу компрессора $N_v = N + N_{всп}$, где $N_{всп}$ – мощность вспомогательных механизмов (масляного насоса, вентилятора и др.).

2. ВИДЫ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Собирательный термин «компрессорная машина» относится к компрессорам, вентиляторам и вакуумным насосам. Все эти машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления.

Компрессоры действуют в оптимальном режиме при $\varepsilon > 1,15$. Неохлаждаемые компрессоры ($\varepsilon < 2,5 - 3$) называют воздуходувками, нагнетателями или продувочными насосами.

Вентиляторы в отличие от других компрессорных машин работают почти без повышения давления (в оптимальном режиме $\varepsilon = 1 - 1,15$).

Вакуумные насосы предназначены для удаления газов и паров из сосудов при давлении в них ниже атмосферного. Степень повышения давления может быть высокой, хотя конечное давление обычно равно атмосферному.

По принципу действия компрессорные машины, как и все проточные машины, делятся на два класса: динамические, к которым относятся возвратно-поступательные компрессоры и различные виды роторных компрессоров и вакуумных насосов.

Кроме того, все компрессоры различаются:

По конечному давлению - низкого давления (до 1 МПа), среднего (до 10 МПа), высокого (до 100 МПа) и сверхвысокого (более 100 МПа);

По роду перекачиваемого газа - воздушные, кислородные, аммиачные, для природного газа и др.;

По условиям эксплуатации: стационарные (с массивным фундаментом и постоянным обслуживанием); передвижные (перемещаемые при эксплуатации, иногда без постоянного обслуживания); автономные (с собственными вспомогательными системами, включенными в состав агрегата);

По системе охлаждения: без искусственного охлаждения; с воздушным охлаждением; с внутренним водяным охлаждением; с внешним охлаждением в одном, двух и т.д. промежуточных охладителях; охлаждаемые впрыскиванием жидкости.

XI. ДИНАМИЧЕСКИЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Центробежные компрессоры по принципу действия и устройству подобны центробежным насосам, но имеют особенности, связанные со сжимаемостью перекачиваемой среды и высокими частотами вращения (десятки тысяч оборотов в минуту).

Так же как и насосы, центробежные компрессоры подразделяются на одноступенчатые (нагнетатели) и многоступенчатые (нагнетатели и собственно компрессоры), однопоточные и многопоточные.

Схемы одноступенчатых компрессоров показаны на рис. 24. При небольших выходных углах наклона лопастей $\beta_{2л}$ применяют простую схему а со спиральной камерой (улиткой). При окружных скоростях до 300 м/с используют закрытые рабочие колеса, обеспечивающие увеличение к.п.д. на 2-3% по сравнению с полуоткрытыми колесами. Если угол $\beta_{2л}$ достаточно велик ($>40^\circ$), то компрессоры выполняют с направляющими аппаратами, называемыми диффузорами (схемы б, в, г). Кольцевой безлопастный диффузор, предшествующий лопастному направляющему аппарату, способствует выравниванию потока и уменьшению шума при работе машины. Полуоткрытые рабочие колеса (схемы в, г) позволяют достичь больших окружных скоростей (порядка 500 м/с). Рабочие колеса на схеме в – осерадиальные, а на схеме г – диагональные.

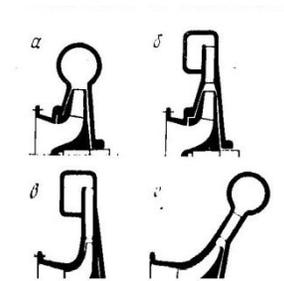


Рис. 24. Одноступенчатые лопастные компрессоры

2. Виды центробежных компрессоров

Центробежные компрессоры подразделяют по конструктивным признакам на:

- 1) Одно- и многоступенчатые;
- 2) Одно- и многокорпусные;
- 3) Консольные, с выносными опорами (по расположению рабочих органов и опор);
- 4) С осевым, боковым и двусторонним входом (по расположению входа в компрессор);
- 5) С торцовым разъемом, с осевым разъемом, с двойным корпусом (по виду разъема корпуса).

3. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

П р и н ц и п д е й с т в и я и у с т р о й с т в о. По принципу действия осевой компрессор подобен осевому насосу. Главное направление движения газа – вдоль оси вращения, траектории частиц газового потока расположены на цилиндрических или слегка конических поверхностях. Устройство осевого компрессора показано на рис. 25. Степень компрессора состоит из двух рядов (венцов) лопастей ротора и статора. Во входном

направляющем аппарате перед первой ступенью поток закручивается в ту же сторону, что и в направляющих аппаратах ступеней. Из последнего спрямляющего аппарата поток выходит в осевом направлении. Вместе с объемом сжимаемого газа уменьшается высота лопастей в венцах. В первых ступенях отношение диаметра втулки к диаметру корпуса обычно бывает $d_b/d_k = 0,5 \div 0,7$, а в последних ступенях $0,7 \div 0,9$. Применяют преимущественно две схемы проточной части: а) с постоянным диаметром корпуса, б) с постоянным диаметром ротора. Схема а позволяет снизить число ступеней, так как при прочих равных условиях средний диаметр проточной части в этой схеме больше, чем в схеме б, и, следовательно, мощность каждой ступени выше. Поэтому схему а применяют там, где в особенности необходимо уменьшить габариты и массу машины. Схема б удобна и проста для изготовления, и поэтому она более приемлема для компрессоров стационарных установок.

Л о п а с т и о с е в о г о к о м п р е с с о р а. Высокая эффективность осевых компрессоров (в некоторых машинах к.п.д. превышает 0,91) достигнута применением аэродинамически совершенных лопастных аппаратов. Устройство ступени показано на рис. 25,б. Лопастей ротора 1 пилообразным хвостом с зубцами заводятся в кольцевую канавку ротора через замковый паз, соединенный с двумя смежными канавками (рис. 25,в). После установки лопастей в замок вставляются последовательно вставки 3, 4 и клин 5. Лопастей статора 2 вставляются в корпус непосредственно (см. Рис. 25, б) либо крепятся к бандажным лентам, изогнутым в виде полуколец и образующим две половины вставного направляющего аппарата.

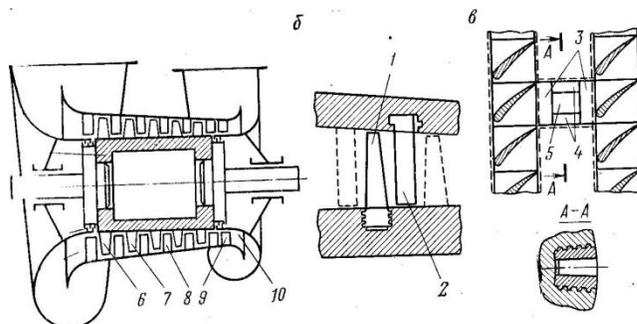


Рис. 25. Осевой компрессор:

а – схема компрессора; **б** – ступень; **в** – замковый паз; **1** – корпус; **2** – ротор; **3** – подшипники; **4** – уплотнения; **5** – входной конфузор; **6** – входной направляющий аппарат; **7** – рабочий венец; **8** – направляющий венец; **9** – спрямляющий аппарат; **10** – выходной диффузор

ХИ. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, УСТРОЙСТВО, КЛАССИФИКАЦИЯ

Принцип действия поршневых компрессоров и насосов в основном одинаков: при возвратно-поступательном движении поршней или плунжеров происходит циклическое наполнение рабочих камер и выталкивание из них порций перекачиваемой среды. Однако характер рабочего процесса в компрессоре существенно иной, нежели в насосе. По устройству эти машины также значительно различаются. По системам охлаждения цилиндров и их смазки поршневые компрессоры родственны поршневым ДВС. Некоторые детали этих машин аналогичны.

Процесс повышения давления газа, как и в динамических компрессорах, может осуществляться последовательно в нескольких камерах многоступенчатого компрессора, прерываясь для промежуточного охлаждения.

По способу передачи движения рабочим органам поршневые компрессоры подразделяются на две группы: с механизмом движения (преимущественно кривошипно-шатунным) и свободно-поршневые. В свою очередь компрессоры первой группы можно разделить на обособленные и моноблочные.

Обособленный компрессор предназначен для привода от двигателя любого типа, соединенного непосредственно или через трансмиссию. Моноблочный компрессор с электрическим приводом отличается от обособленного тем, что ротор электродвигателя служит маховиком компрессора. Для этой цели предназначены двигатели, в которых статор и ротор меняются местами: наиболее массивная кольцевая часть электродвигателя служит ротором, а центральная – статором.

В целях удешевления производства компрессоров их выпускают с унифицированными базами, представляющими собой совокупность нормализованных механизмов движения, систем его смазки, а для моноблочных машин – также и привода. Модификации компрессоров с одной базой, рассчитанные на различные давления и объемные расходы газа на входе, имеющие одинаковую мощность и длину хода поршней, различаются размерами цилиндров и числом ступеней сжатия. Унификация выгодная и для эксплуатации машин, так как упрощаются их обслуживание и ремонт. Кроме того, можно модифицировать компрессор в процессе эксплуатации. Такая необходимость возникает, например, когда падает давление газа на приеме компрессорной станции газового промысла и в связи с увеличением необходимой ϵ приходится снижать объем всасываемого газа.

На рис. 26 приведен двухступенчатый компрессор с унифицированной базой, которая состоит из станины, коленчатого вала с коренными подшипниками, шатунов, крейцкопфов, промежуточного холодильника, а также системы смазки и некоторых других частей машины. Цилиндр первой ступени большого диаметра расположен вертикально, а цилиндр второй ступени – горизонтально, причем нагнетательная линия направлена вниз, а не вверх, как в поршневых насосах, что необходимо здесь для удаления из цилиндра возможного конденсата. Цилиндры и крышки цилиндров имеют полости для циркуляции в них охлаждающей воды. Уплотнения поршневых штоков выполнены съёмными.

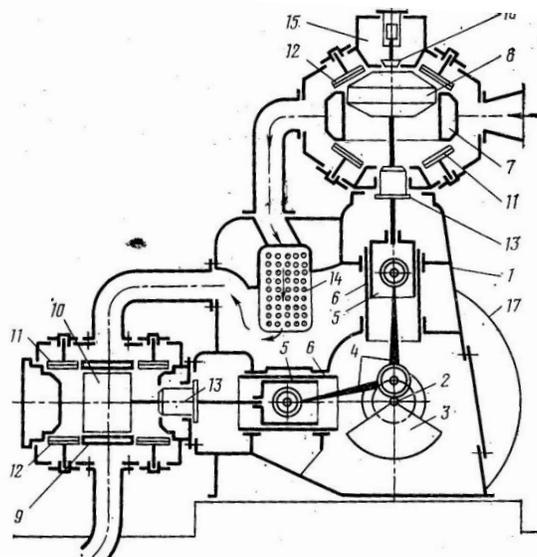


Рис. 26. Поршневый компрессор:

1 – станина; 2 – коленчатый вал; 3 – противовесы коленчатого вала; 4 – шатун; 5 – крейцкофф; 6 – направляющие крейцкоффа; 7 – цилиндр первой ступени; 8 – цилиндр второй ступени; 9 – поршень первой ступени; 10 – поршень второй ступени; 11 – клапан всасывающий; 12 – клапан нагнетательный; 13 – сальник; 14 – промежуточный холодильник; 15 – дополнительная полость; 16–присоединительный клапан; 17 – маховик

В поршневых компрессорах используют различные средства регулирования объемного расхода газа на входе. Одно из этих средств – искусственное увеличение «мертвого» пространства в цилиндре. На рис. 26 видно, что в крышке цилиндра первой ступени устроена дополнительная полость, присоединяемая к основной с помощью клапана пневматического действия.

Смазка цилиндров минеральным маслом часто нежелательна или недопустима по различным причинам, в частности, если масло загрязняет перекачиваемый газ или вступает с ним реакцию (кислород, хлор и др.), или если газ растворяется в масле и ухудшает его свойства, либо выделяет конденсат, смывающий масло со стенок цилиндра. При высоких температурах компрессорное масло разлагается и вызывает опасность взрыва. Поэтому созданы компрессоры, не нуждающиеся в смазке цилиндров и сальников. Имеются три разновидности таких машин: с уплотняющими элементами поршня и сальников, не нуждающимися в смазке; с лабиринтным уплотнением; мембранные компрессоры.

Каждый тип компрессоров имеет свои достоинства. **Г о р и з о н т а л ь н ы й** компрессор удобен для обслуживания и скрытого размещения аппаратуры и трубопроводов под машиной; демонтаж коренного вала и шатуна проводится легче, чем в компрессорах других типов. Эти преимущества особенно важны для крупных стационарных компрессоров. **У г л о в о й** тип – наилучший для компрессоров небольших размеров, в том числе предназначенных для передвижных компрессорных установок. Коленчатый вал таких компрессоров может быть уложен на подшипниках качения. При наклонном расположении цилиндров угловой компрессор компактен и удобен для монтажа. Основное преимущество **в е р т и к а л ь н ы х** компрессоров – равномерный износ цилиндров и поршней вследствие меньшего давления поршней на стенки цилиндров благодаря равномерному

распределению смазки и оседанию твердых частиц на торце поршня. Это преимущество особенно выявляется в компрессорах без смазки или с неполной смазкой цилиндров.

Компрессоры одного типа различаются числом рядов цилиндров (равным числу шатунов), расположением цилиндров и ступеней, конструкцией кривошипно-шатунного механизма, который может быть кресткопфным или бескресткопфным. Это – признаки *с х е м ы к о м п р е с с о р а*, которая предопределяет конструкцию машины, ее массу, габариты и стоимость, а также экономичность в эксплуатации, надежность, удобство обслуживания и ремонта.

Различие требований, предъявляемых к компрессорам в зависимости от их назначения, отражено в разнообразии применяемых схем. Некоторые из них показаны на рис. 27. Уравнительная полость в отличие от рабочих камер не имеет клапанов и находится под действием постоянного давления газа для уменьшения усилия в поршневом штоке.

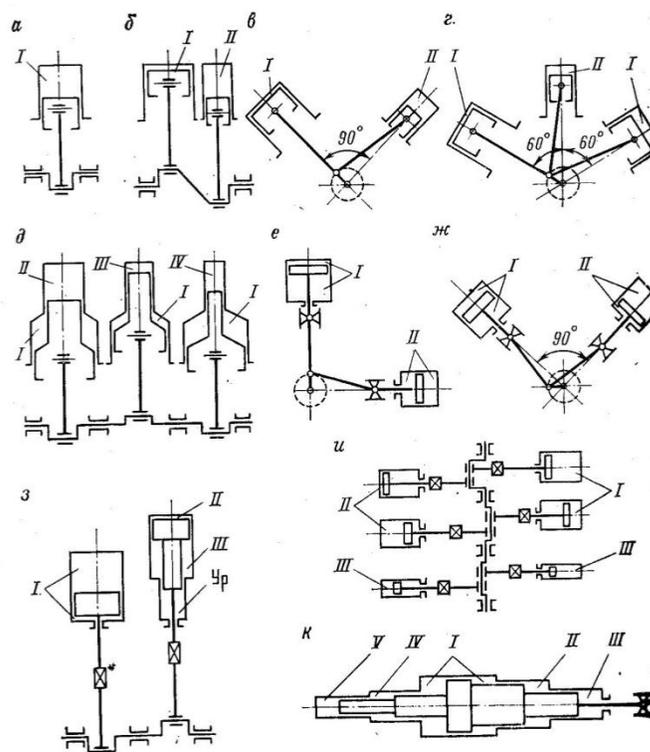


Рис. 27. Схемы поршневых компрессоров:

***I, II, III, IV, V* – ступени сжатия; *Ур* – уравнительная полость**

Бескресткопфные компрессоры (а-д) просты по конструкции и компактны, вследствие чего их применяют в передвижных установках. В крупных компрессорах сказываются недостатки этой схемы: пониженный механический к.п.д., большие утечки газа через поршневые кольца, повышенный унос масла из картера и насыщение им сжимаемого газа, неэффективное использование объема цилиндра (поршни одностороннего действия). Указанные недостатки устранены в схеме с кресткопфом (е-к).

В схеме *и* со встречным движением поршней (оппозитный компрессор) колена вала каждой пары противолежащих рядов компрессора взаимно смещены на 180° . Здесь полностью уравновешены силы инерции поступательно движущихся масс, силы давления газа на поршни противоположны по направлению, вследствие чего коренные подшипники оказываются разгруженными. Тем самым уменьшается работа сил трения, а, следовательно, и износ подшипников и коренных шеек вала. Поскольку оппозитные компрессоры хорошо динамически уравновешены, частота вращения вала их более высокая. Это позволяет снизить массу (на 50-60% на единицу объемного расхода \bar{V}_H) и габариты (по сравнению с неоппозитными горизонтальными компрессорами).

На рис. 27, кизображенасхема так называемого дифференциального блока поршней, применяемого в многоступенчатых компрессорах. Он удобен тем, что позволяет уменьшить число сальников и длину ряда цилиндров. Камеру с высоким давлением для снижения утечек газа через уплотнение поршня меньшего диаметра обычно располагают в торце блока.

Для перекачивания попутных нефтяных и природных газов широко применяют моноблочные компрессоры с газовым ДВС – газомотокомпрессоры. Унифицированной базой компрессора здесь служит многоцилиндровый газовый двигатель с несколькими механизмами передачи движения к поршням компрессора (компрессорными о т в о д а м и).

ХИИ. РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Роторные компрессоры по устройству и действию родственны роторным насосам. Эти компрессоры имеют более высокий к.п.д, нежели центробежные, а в сравнении с поршневыми обладают достоинствами динамических машин: малой массой, компактностью, простотой конструкции и уравновешенностью благодаря отсутствию кривошипно-шатунного механизма, равномерностью подачи газа. Роторные компрессоры удобны в обслуживании, их легко перевести на автоматическое или дистанционное управление. Все эти качества особенно важны для использования роторных компрессоров в передвижных компрессорных станциях (легкое основание, ограниченное пространство, непостоянное обслуживание).

Некоторые виды роторных компрессоров могут подавать чистый газ без примесей масла, другие – газожидкостную смесь; они могут быть выполнены в виде вакуумных насосов; а также детандеров (расширителей) для систем подготовки нефтяного газа на промыслах.

По устройству роторные компрессоры подразделяются на следующие группы:

- 1) Одновальные – пластинчатые; жидкостнокольцевые; трохлоидные; с катящимся ротором;
- 2) Двухвальные – коловратные (типа Рутс); винтовые.

Все роторные компрессоры не имеют всасывающих клапанов, а нагнетательные клапаны устанавливаются лишь в компрессорах с катящимся ротором и в некоторых пластинчатых. Для малых машин и вакуумных насосов, а при низкой степени повышения давления и для крупных компрессоров используют воздушное охлаждение. В других случаях цилиндры охлаждают водой. Применяется также впрыскивание масла и воды в рабочую полость. При этом достигается такое охлаждение газа, что отпадает необходимость в промежуточном охладителе. Масло и вода, впрыскиваемые в рабочие камеры, выполняют также функции уплотнения и способствуют уменьшению износа трущихся рабочих органов (пластин, винтов и др.).

2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Пластинчатый компрессор состоит из цилиндра, в котором вращается эксцентрично расположенный ротор с пластинами, уложенными в его пазы. В отличие от шибера насоса объем камер (ячеек), разделенных пластинами, при вращении ротора изменяется от максимального значения до минимального, вследствие чего газ сжимается постепенно с момента отсечки камеры от всасывающего канала в точке *a* (рис. 28) до момента, когда передняя пластина камеры достигает кромки выхлопного окна *b*. После мгновенного выравнивания давление в камере сохраняется постоянным, при этом газ выталкивается в нагнетательный канал до тех пор, пока передняя пластина камеры не достигает точки, в которой ротор почти касается цилиндра (точка *c*). При движении камеры в области от *c* до *d* расширяется остаток газа, заключенный в «мертвом» пространстве (в зазоре между ротором и цилиндром в его нижней части).

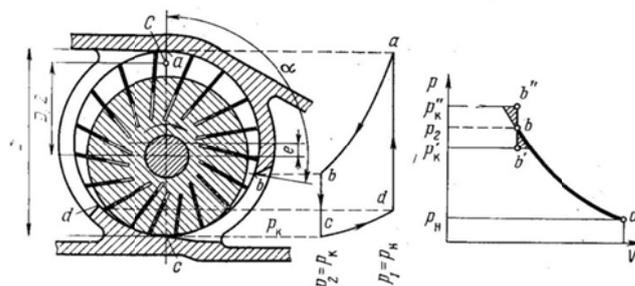


Рис. 28. Схема пластинчатого компрессора и индикаторные диаграммы:

abcd - нормальная ($p_2 = p_k$); *abb''* - линия сжатия с «недожатием» газа ($p_2 < p_k$); *abb'* - то же, с «пережатием» газа ($p_2 > p_k$)

Диаграмма изменения давления, изображенная справа на рисунке 28, напоминает индикаторную диаграмму поршневого компрессора. Но это только в том случае, если давление сжатия p_2 , зависящее от степени сжатия камеры на участке *ab*, равно давлению в нагнетательном патрубке p_k (нормальная диаграмма). В противных случаях индикаторные диаграммы изменяются по линиям *bb'* или *bb''*. Выравнивание давления p_2 в камере и конечного давления p_k происходит скачком в момент соединения рабочей камеры с областью нагнетания. При этом непроизводительно затрачивается дополнительная работа (заштрихованные площади).

Отсюда следует, что при наиболее выгодных условиях работы пластинчатых компрессоров давление в нагнетательном патрубке должно быть равно давлению сжатия. Однако и при значительном различии давлений указанные потери не превышают потерь в клапанах компрессоров с возвратно-поступательным движением поршней.

3. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Винтовые компрессоры имеют важное значение для оснащения буровых и нефтепромысловых компрессорных установок.

Существуют унифицированные ряды винтовых машин.

Один ряд компрессоров сухого сжатия включает десять базовых компрессоров. К нему относятся одноступенчатые машины с максимальным давлением 0,4 МПа и двухступенчатые – до 1,15 МПа с объемным расходом воздуха \bar{V}_n от 0,38 до 96 тыс. м³/ч.

К другому ряду относятся маслозаполненные одноступенчатые, рассчитанные на конечное давление 0,8 МПа, воздушные компрессоры с объемным расходом воздуха \bar{V}_n от 0,24 до 24 тыс м³/ч. Кроме воздушных машин, на базе этого ряда выпускаются компрессоры, предназначенные для сбора и транспортирования нефтяных газов.

Маслозаполненный компрессор *ВК-11* с непосредственным приводом от асинхронного двигателя мощностью 200 кВт ($n = 2960$ об/мин) с автоматическим регулированием подачи используется в легких буровых установках. Установка смонтирована на раме, имеет двухступенчатый маслоотделитель.

Маслозаполненный компрессор *ВК-20М-1*, выпускаемый серийно, предназначен для питания пневматической системы буровой установки (в частности, СБУ-160).

Компрессор *ВК-4/5-13* предназначен для дожатия нефтяного газа первой степени сепарации и подачи его в камеру сгорания двигателя, используемого для привода генератора переменного тока в передвижной электростанции. В транспортабельной установке агрегаты смонтированы на раме-салазках и закрыты кожухом. Частота вращения вала компрессора 15 тыс. об. мин, привод от электродвигателя через мультипликатор. Для охлаждения масла и газа установлены аппараты воздушного охлаждения. Система автоматически обеспечивает контроль параметров и защиту от аварийных режимов работы.

Компрессор *ВКГ-20/5* используется для сжатия нефтяного газа второй степени сепарации. Этот компрессор интересен тем, что в нем применено впрыскивание нефти, используемой также для смазки подшипников и шестерен связи. Установка, смонтированная на раме-салазках, предназначена для работы на открытых площадках.

Компрессор *7ВКГ-25/5*, также нефтезаполненный, имеет непосредственный привод от электродвигателя мощностью 160 кВт ($n = 2965$ об/мин). Расход нефти на охлаждение газа составляет 70-80 л/мин, на смазку и на затвор узлов концевой уплотнения 10-15 л/мин. Нефть, впрыскиваемая в компрессор, улавливается в нефтеотделителе (сепараторе), а затем в сетчатом фильтре. Очищенный газ поступает к потребителю, а отделенная нефть под давлением газа направляется в нефтяной резервуар.

Моноблочный агрегат *7ВКГ-50/7* построен с использованием более мощного маслозаполненного компрессора ($N = 400$ кВт) усовершенствованной конструкции.

Насос-компрессор *15ВК* мощностью 102 кВт ($n \approx 1500$ об/мин) предназначен для сжатия газонефтяной смеси с количеством жидкой фазы по объему до 2,1%. Смазка подшипников и шестерен связи осуществляется перекачиваемой смесью. Особенность конструкции – наличие на стороне нагнетания клапанов, способствующих снижению гидравлических ударов при большом содержании жидкости в смеси.

XIV. ПРИМЕНЕНИЕ КОМПРЕССОРОВ

1. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ФУНКЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Так же, как насосы, компрессорные машины широко используются в промышленности, коммунальном и сельском хозяйстве. Появление новых и совершенствование традиционных методов производства энергии, добычи и переработки сырья, интенсификация всех видов транспорта и развитие транспортных средств, рост механизации труда, внедрение в технологические процессы автоматики и новых средств контроля и управления, а также прогресс техники улучшения производственных и бытовых условий обуславливают непрерывное расширение областей применения компрессорных машин в весьма широком диапазоне давлений и требуемых мощностей при различных эксплуатационных требованиях. Перечислим основные функции компрессорных машин в промышленности.

1. **Подача газа (смеси газов, воздуха) в аппараты, печи и машины** для технологической обработки (очистка, разделение, улавливание жидких фракций), химического синтеза (производство спирта, полиэтилена и др.), для сгорания (в двигателях, печах) и для осуществления и интенсификации других процессов (очистка нефтепродуктов от сернистых соединений, переработка нефти и нефтепродуктов); закачка воздуха в пласты для внутрипластового горения.

2. **Перемещение газа:** сбор природного газа из «слабых» газовых скважин и нефтяного из нефтяных скважин с перекачиванием его на головную компрессорную станцию; транспортирование по магистральным газопроводам.

3. **Аккумуляция газа:** в пластах – для подземного хранения, поддержания и восстановления пластового давления; в сосудах – для хранения и перевозки в газообразном или жидком виде; в сосудах – для питания пневматических систем воздухом силового назначения (привод грузоподъемных, транспортных и других машин, различных инструментов и приспособлений; запуск ДВС; управление тормозами и трансмиссиями; питание пневматических КИП и органов систем автоматического регулирования и управления); в трубопроводах и емкостях – для испытания на прочность и плотность путем опрессовки.

4. **Удаление газа:** создание вакуума в сосудах; вентиляция помещений; отсасывание продуктов сгорания из печей и топочных устройств.

5. **Создание потока газа** для транспортирования твердых тел или жидкости (вынос выбуренной породы при бурении скважины и ремонте скважины; извлечение жидкости из скважины при компрессорном способе добычи нефти; пневматический транспорт сыпучих материалов и капсул с грузом) или для теплопередачи (в охладителях, охлаждающих рубашках машин, подогревателях, градирнях, сушилках, холодильных установках) или для других целей (например, создание газового затвора в уплотнительном устройстве вала компрессора).

2. ВЫБОР КОМПРЕССОРОВ

Исходные данные для выбора компрессоров:

1) Объемный расход газа на входе в компрессор или, в общем случае, расход сжатого газа и вероятный режим его потребления;

2) Конечное давление, равное давлению в воздухохранильнике, или задаваемое по назначенному режиму трубопровода, технологической установки и т.п.;

3) Условия всасывания (температура, давление, относительная влажность газа на приеме или диапазон изменения этих величин);

4) Характеристика перекачиваемого газа (молярный состав, загрязненность, токсичность, способность к полимеризации и др.);

5) Вид привода или требования к нему;

6) Особые требования (отсутствие смазки в газовом тракте; ограничение массы машин, ее габаритов, вибрации, уровня шума; герметичность машины и др.).

Тип и марку компрессора определяют прежде всего по основным показателям выпускаемых компрессоров – конечному давлению p_k и объемному расходу газа на входе \bar{V}_H .

На рис. 29 показаны области применения основных типов компрессоров. В области сравнительно небольших расходов (менее 10 тыс. м³/ч) и высоких конечных давлений (более 10 МПа) выпускаются только поршневые компрессоры. Верхняя граница области применения центробежных компрессоров - ≈ 2 МПа (линия I), а при последовательном соединении машин - ≈ 8 МПа (линия II).

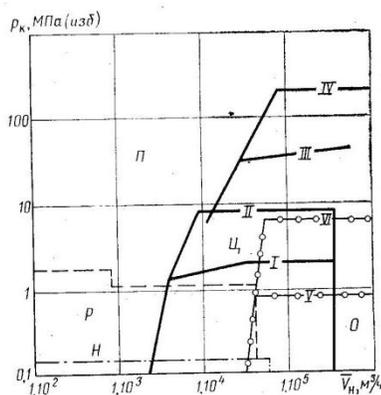


Рис. 29. Области применения компрессоров:

П – поршневых; Р – роторных; Ц – центробежных; О – осевых; Н – коловратных нагнетателей

В последние годы для нефтехимического производства выпускаются двухкорпусные центробежные компрессоры, рассчитанные на конечное давление 30-40 МПа и даже до 200 МПа (область их применения очерчена линиями III и IV). Компрессоростроители работают над созданием центробежных компрессоров на давление 275 МПа.

Верхняя граница V области применения осевых компрессоров ≈ 8 МПа, а в комбинации с центробежными машинами и промежуточным охлаждением газа – 6 МПа (линия VI).

Как видно на рис. 29, области применения различных компрессоров в определенных пределах взаимно перекрываются. В связи с совершенствованием выпускаемых машин границы такого перекрытия расширяются. Поскольку для одних и тех же давлений можно использовать различные машины, выбор того или другого типа осуществляется с учетом других критериев.

В некоторых случаях на выбор типа компрессора может влиять или даже стать решающим условие, чтобы в сжимаемом газе отсутствовали даже следы масла. В других

случаях, наоборот, необходимы именно смазываемые машины. Дело в том, что воздух, всасываемый компрессором, часто загрязнен триокисью серы SO_3 , являющейся продуктом сгорания топлив. Она соединяется с конденсирующей влагой и образует слабый раствор серной кислоты H_2SO_4 . Если в компрессоре смазываются цилиндры, то масло, попадая в сжатый воздух, служит некоторой защитой трубопроводов, рабочих органов пневматических инструментов и приборов, тогда как воздух, свободный от содержания масла, этим достоинством не обладает.

Важное качество компрессора – уровень его шума.

По нормам, действующим в настоящее время, компрессорные установки должны быть спроектированы так, чтобы уровень шума при длительной непрерывной работе компрессора не превышал 85 дБ. Чтобы удовлетворить этому требованию, некоторые типы компрессоров нуждаются в специальных средствах снижения уровня шума, тогда как для других машин такой проблемы не существует. Благодаря поглощению звука в массивном корпусе пластинчатый компрессор работает тише, нежели винтовой сухого сжатия. Для борьбы с шумом используют металлические или пластмассовые кожухи, покрытые антивибрационной мастикой, с шумозаглушающими панелями из стекловолокна. В некоторых типах машин устанавливают поглощающие и резонансные глушители, отрегулированные на наиболее интенсивную часть спектра шума. Другие машины не подвержены ослаблению звука, имеющего высокую энергию в той части частотного спектра, которая наиболее чувствительна для наших органов.

В и б р а ц и я к о м п р е с с о р о в передается непосредственно через корпус и строительные конструкции. Она имеет более низкий порядок частот, нежели звуки, но способна распространяться дальше и сохраняться дольше. С целью снижения амплитуды вибрации до уровня, признанного допусаемым для данной установки, применяют гасительное устройство. Гашение вибрации может потребовать значительных затрат средств и поэтому, если вибрация существенная, при выборе компрессоров следует оценивать их также и с этой точки зрения.

Во многих случаях при выборе типа и марки компрессора важным требованием является обеспечение герметичности машины. В роторных, центробежных и осевых компрессорах уплотняется выход вала из корпуса, а в поршневых – выход штока из цилиндра. При оценке герметичности следует обращать внимание на действие уплотнительных систем при остановке машины и запуске.

За границей областей применения указанных типов компрессоров часто используют комбинации машин разных типов. Так, при больших объемах перекачиваемого газа и высоком давлении последовательно устанавливают осевой и центробежный или центробежный и поршневой компрессоры. Существуют каскады из трех или даже четырех машин, включенных последовательно, например, из осевого, центробежного, поршневого и мембранного компрессора.

Э к о н о м и ч е с к и е с о о б р а ж е н и я. При различных вариантах удовлетворения перечисленных требований их сравнивают по экономичности. Эффект от применения той или иной машины выявляется по совокупному значению двух видов затрат средств – капитальных и эксплуатационных.

К капитальным затратам относятся единовременные расходы на приобретение оборудования (компрессора, привода, вспомогательного оборудования) и его установку (сооружение фундамента, укрытий, зданий). Эксплуатационные расходы включают в себя следующие виды затрат: расход энергоресурсов (электроэнергия, топливо и проч.), амортизация (резервирование средств для капитального ремонта и замены использованной машины), обслуживание и текущий ремонт, заработная плата обслуживающего персонала.

Совокупный эффект перечисленных затрат учитывают следующим образом. Обозначим капитальные затраты в двух сравниваемых вариантах K_1 и K_2 , а годовые эксплуатационные расходы соответственно \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 . В общем случае $K_2 > K_1$, но $\mathcal{E}_2 < \mathcal{E}_1$. Эти неравенства означают, что более дорогая, но эффективная установка обеспечивает экономию в эксплуатации. Критерий целесообразности реализации варианта 2 – условие, что дорогая установка должна окупаться за обусловленный срок t_n , называемый нормативным сроком окупаемости:

$$(\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2)t_n > K_2 - K_1.$$

Условие предпочтительности варианта 2 можно представить иначе:

$$\mathcal{E}_2 + E_n K_2 < \mathcal{E}_1 + E_n K_1 \text{ или } C_2 < C_1.$$

где E_n – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; C_2, C_1 .

приведенные затраты соответственно по вариантам 2 и 1 ($C = \mathcal{E} + E_n K$).

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Каждый компрессор или группа компрессоров включены в сеть. Сетью называется совокупность устройств (трубопроводов, аппаратов и др.), через которые проходит перекачиваемый газ. В общем случае часть сети расположена на входе в компрессор, а часть на выходе. Каждая часть сети характеризуется некоторой зависимостью между расходом газа и давлениями в начале и конце части сети. В большинстве случаев характеристика сети определяется линейными и местными сопротивлениями и может быть получена из приближенного уравнения:

$$p_1^2 - p_2^2 = A \bar{\rho} R T Z \bar{V}_0^2,$$

где p_1, p_2 – давление в начале и конце сети; A – коэффициент сопротивления сети, зависящий от ее размеров и конструкции; $\bar{\rho}$ – относительная (по воздуху) плотность газа; R, T, Z – газовая постоянная, абсолютная температура и средний коэффициент сжимаемости перекачиваемого газа; \bar{V}_0 – расход газа в стандартных условиях.

В нагнетательной части сети давление p_2 обычно задано и поэтому его характеристика (рис. 30, а) выражается уравнением:

$$P_k = P_{1.H} = \sqrt{P_2^2 + A_H R T_H Z_H \bar{V}_0^2 \rho}.$$

Для стороны всасывания параметром характеристики (рис. 30, б) служит давление в начале сети p_1 , так что

$$P_H = P_{2.B} = \sqrt{P_1^2 - A_B R T_B Z_B \bar{V}_0^2 \rho}.$$

Потребный режим работы сети (точка М) определяется расходом и соответствующим давлением. По условиям технологического процесса этот режим может отличаться от номинального режима компрессоров по разным причинам.

Часто рабочие условия при проектировании установки недостаточно известны, вследствие чего после ее пуска возникает несоответствие номинальных технических показателей машины и показателей рабочего режима; в другом случае при выборе не оказалось машины, удовлетворяющей поставленным требованиям. Такое рассогласование может происходить также во время эксплуатации компрессоров в связи с изменением конечного давления, температуры и состава газа или коэффициента сопротивления сети вследствие засорения труб или теплообменников, расстройств и нарушений в работе оборудования и т.п.

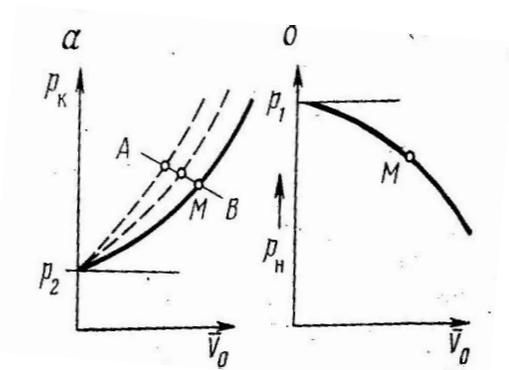


Рис. 30. Характеристики сети:

а – нагнетательной; б – со стороны всасывания

В некоторых случаях машины должны работать в нескольких совершенно различных режимах с переходом от одних к другим.

Может также существовать определенная закономерность непрерывного изменения потребных режимов, выражаемая линией АВ на графике $\bar{V}_o - p_k$ (рис. 30, а). Частные задачи регулирования - регулирования на постоянное давление, на постоянный расход и на постоянную мощность двигателя. Постоянное давление на выходе компрессора поддерживается, например, при обслуживании пневматического хозяйства, каково бы ни было потребление воздуха из сети. Постоянный расход должен обеспечиваться при подаче газа или воздуха в количестве, достаточном для потребителей, независимо от сопротивления при перекачке. Например, определенное количество газа требуется для топок, для бытовых нужд, а сопротивление сети может изменяться в зависимости от температуры и т.п. Задача регулирования на постоянную мощность возникает, когда компрессор работает при переменных давлениях на входе и выходе. Так, например, на компрессорной станции газового промысла необходимо обеспечить постоянство мощности газомоторного компрессора при всех изменениях давления газа, поступающего из эксплуатируемых скважин, а также давления в газопроводе.

Назначение регулирования – привести характеристику компрессора или группы компрессоров в соответствие с характеристикой потребного режима сети при условии наиболее полного использования установленной мощности двигателя.

4. Методы регулирования компрессоров

Регулирование может быть прерывистым (периодическое прекращение работы компрессора), ступенчатым и плавным; ручным или автоматическим.

Универсальные способы регулирования (применяемые для всех видов машин):

- 1) Временная остановка компрессора,
- 2) Изменение частоты вращения вала компрессора,
- 3) Дросселирование на входе в компрессор,
- 4) Перепуск газа из нагнетательной линии в подводящую линию (или в атмосферу).

О с т а н о в к а одной или нескольких машин позволяет регулировать общую подачу компрессорной станции. При работе одиночного компрессора периодическая его остановка обеспечивает снижение подачи в среднем за период пуска. Остановка компрессора выполняется двумя способами: остановкой двигателя и отключением компрессора от рабочего двигателя с помощью пневматических или электромагнитных муфт. Преимущества первого способа – прекращение расхода энергии с момента остановки агрегата. Преимущество второго способа – поддержание установившегося режима работы двигателя и упрощение автоматизации управления агрегатом (редкие пуск и остановка осуществляются вручную). При частых остановках (обычно объемных машин) выявляется общий недостаток метода регулирования остановками – нарушение теплового режима компрессора, что приводит к неравномерному нагреву рабочих органов и заставляет устанавливать в машине повышенные зазоры, что нежелательно. Остановки и пуски можно делать редкими, но тогда необходимо иметь большой ресивер.

И з м е н е н и е ч а с т о т ы в р а щ е н и я вала компрессора – универсальный способ изменения характеристики компрессора при условии, что двигатель допускает экономичное изменение частоты вращения. Способ применяется для компрессоров, имеющих привод от газовой или паровой турбины или от двигателя внутреннего сгорания, преимущественно от дизеля, допускающего большое изменение скорости вращения – около 50%. Частота вращения вала газомоторных компрессоров в небольших пределах регулируется автоматическим приспособлением. В случае привода от трехфазного электродвигателя возможно ступенчатое регулирование, если двигатель имеет переменное число полюсов. Однако этот двигатель имеет крупные габариты и высокую стоимость. Существует метод плавного регулирования асинхронных электродвигателей с фазовым ротором при помощи так называемого вентильного каскада. Эта схема нашла некоторое применение на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

Метод регулирования изменением частоты вращения вала компрессора наиболее экономичный. Исключение составляют некоторые типы роторных компрессоров. Например, в пластинчатом компрессоре удельный расход энергии при снижении частоты вращения вала повышается, так как относительные потери мощности от неплотности возрастают. Диапазон выгодного регулирования зависит от типа компрессора и формы кривой зависимости к.п.д. от частоты вращения и степени повышения давления.

При постоянной частоте вращения двигателя ступенчатое регулирование компрессора можно осуществлять при помощи коробки передач, что усложняет привод, а плавное – посредством гидродинамической муфты, что, однако, снижает экономичность регулирования почти до уровня, присущего дросселированию в потоке газа.

Дросселирование на входе компрессора приводит к уменьшению плотности газа и, следовательно, к снижению подачи компрессора. Объемный расход газа, зависящий от степени повышения давления, при постоянном конечном давлении падает из-за увеличения, что еще больше снижает количество подаваемого газа. Понижение давления перед компрессором при сохранении конечного давления вызывает возрастание конечной температуры, что может быть особенно опасным при работе на воздухе, содержащем пары масла. При перекачивании горючих газов разрежение при входе в компрессор может привести к подсасыванию из атмосферы воздуха вследствие негерметичности узла регулирования, к образованию полимерных соединений и взрывоопасных смесей. Дросселирование сопровождается увеличением удельного расхода энергии, что снижает эффективность его применения по сравнению с другими способами длительного регулирования.

Перепуск газа из нагнетательной линии в область всасывания – основное средство разгрузки компрессора при пуске. Если при этом нагнетательный трубопровод остается под давлением, то на нем устанавливают обратный клапан или задвижку. Дроссельный перепуск применяется в сочетании с другими методами ступенчатого регулирования.

ОГЛАВЛЕНИЕ

I. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ МАШИН	
1. Динамические насосы - - - - -	4
2. Элементы устройства лопастных насосов - - - - -	6
I. ГИДРОМЕХАНИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	
1. Геометрические элементы лопастного аппарата - - - - -	9
2. Движение жидкости в лопастном колесе - - - - -	10
3. Уравнение Эйлера - - - - -	11
4. Мощности и к.п.д.- - - - -	12
III. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ	
1. Относительные характеристики - - - - -	16
2. Влияние плотности и вязкости жидкости - - - - -	16
IV. ТУРБОБУРЫ	
1. Устройство и принцип действия - - - - -	18
2. Виды турбобуров - - - - -	19
V. ГИДРОМЕХАНИКА ТУРБИН ТУРБОБУРОВ	
1. Геометрические элементы осевой решетки лопастей и углы потока - - - - -	20
2. Планы скоростей. Режимы работы турбины - - - - -	21
3. Кинематические коэффициенты турбин - - - - -	23
VI. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	
1. Назначение, главные свойства и схема устройства - - - - -	26
2. Характеристики гидродинамических передач - - - - -	29
3. Характеристика двигателя с гидродинамической передачей - - - - -	29
VII. ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ	
1. Принцип действия, устройство, общие сведения - - - - -	31
2. Элементы устройства - - - - -	33
3. Возвратно-поступательные насосы специального назначения – буровые насосы - - - - -	33

VIII. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

1. Устройство и принцип действия	35
2. Роторно-вращательные насосы	36
3. Роторно-поступательные насосы	36

IX. ПРИМЕНЕНИЕ НАСОСОВ

1. Области применения и выбор типа и марки насосов	37
2. Регулирование насосов	38
3. Совместная работа насосов	39
4. Кавитация в насосах	41
5. Основные правила обслуживания насосов	43

X. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ВИДЫ КОМПРЕССОРОВ

1. Мощность и к.п.д. компрессора	45
2. Виды компрессорных машин	49

XI. ДИНАМИЧЕСКИЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

1. Центробежные компрессоры	50
2. Виды центробежных компрессоров	50
3. Осевые компрессоры	50

XII. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

1. Принцип действия, устройство, классификация	52
--	----

XIII. РОТОРНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

1. Общие сведения	56
2. Пластинчатые компрессоры	56
3. Винтовые компрессорные установки, применяемые в нефтяной и газовой промышленности	57

XIV. ПРИМЕНЕНИЕ КОМПРЕССОРОВ

1. Области применения и функции компрессорных машин	59
2. Выбор компрессоров	59
3. Регулирование компрессорных машин	62
4. Методы регулирования компрессоров	64

Редактор Преображенская М.А.

Сдано в производство 18.04.2018 г. Подписано в печать 27.04.2018 г. Формат бумаги 60X84 1/8. Усл. печ. л. 4.

Издательский дом "Технический университет", Тбилиси, ул. М. Костава 77



Verba volant,
scripta manent