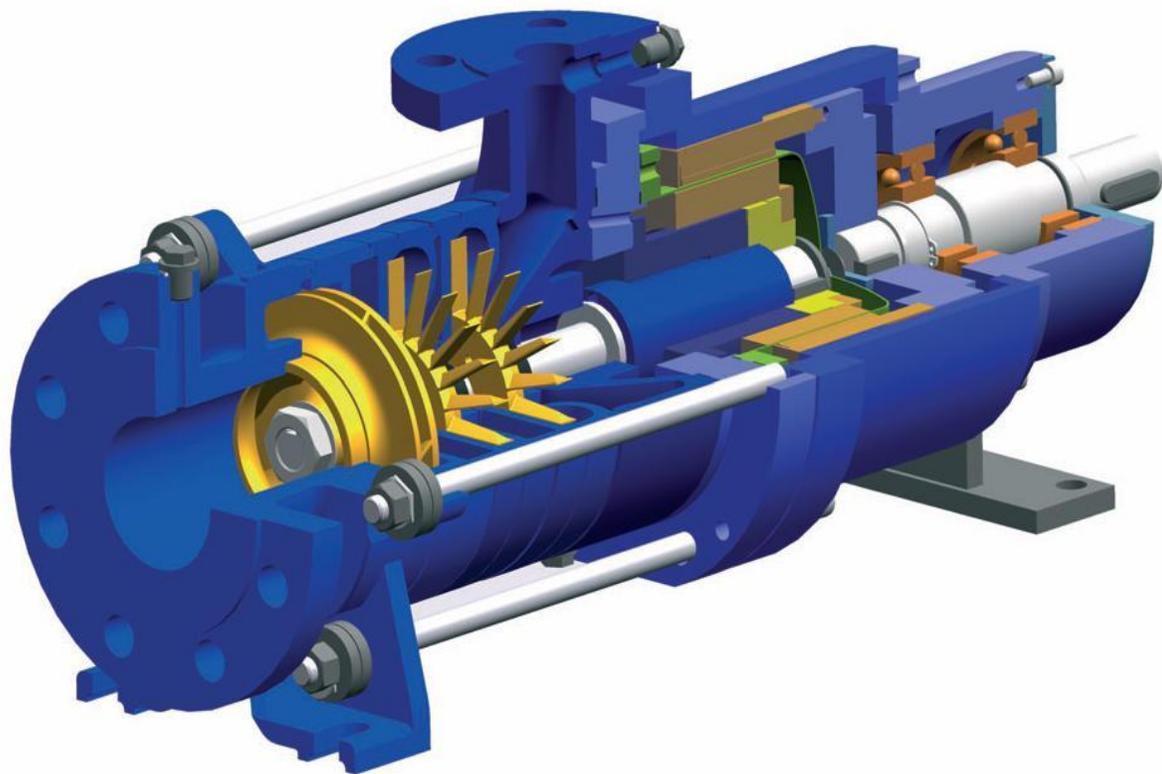


# Оборудование нефтегазовой отрасли

## Лекция 2

Доцент ОНД ИШПР  
Холодная Галина Евгеньевна

## II группа. **Динамические насосы**



## II группа. **Динамические насосы**

### *Общие сведения*

Динамические (лопастные) насосы относятся к гидродинамическим машинам, в которых основным видом энергии является кинетическая энергия движущейся жидкости.

Наиболее эффективно использование динамических насосов для перемещения значительных объемов жидкости.

## II группа. **Динамические насосы**

### *Применение в нефтегазовой отрасли*

- технологические процессы, связанные с подъемом пластовой жидкости, воздействием на призабойную зону пласта;
- технологические процессы, связанные с транспортированием нефти и воды в системах поддержания пластового давления;
- в установках подготовки нефти для нефтеперерабатывающих предприятий и др.

## II группа. **Динамические насосы**

### *Достоинства*

- простота конструкции;
- высокая степень унификации узлов насосов одного типа;
- небольшие габаритные размеры;
- низкая стоимость;
- возможность непосредственного соединения валов насосов с валами электродвигателей, быстроходных турбин;
- регулирование подачи насосов в широких пределах

# *Центробежный насос*

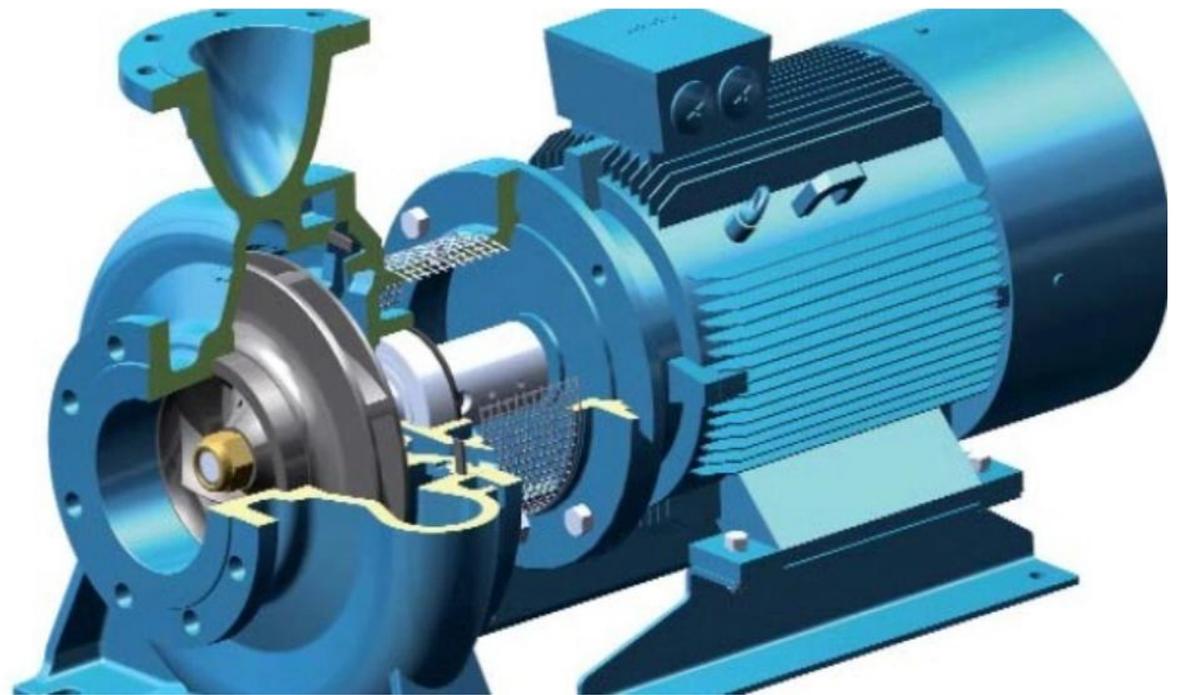
# Центробежный насос

Центробежный насос относится к механизмам, в которых жидкости сообщается кинетическая энергия, впоследствии преобразующаяся в энергию давления.



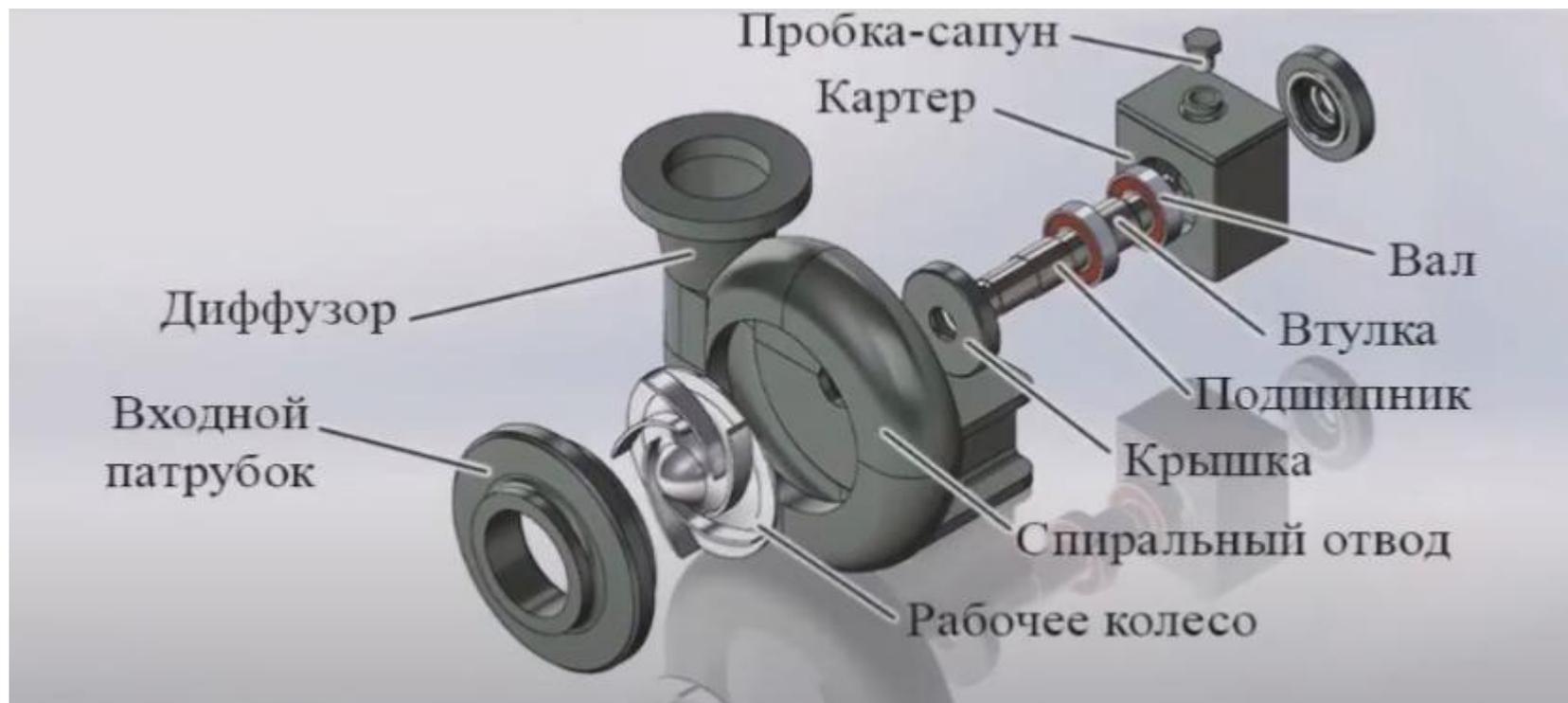
# Центробежный насос

Центробежный насос в основном состоит из корпуса и рабочего колеса с лопатками, расположенными между двумя дисками.



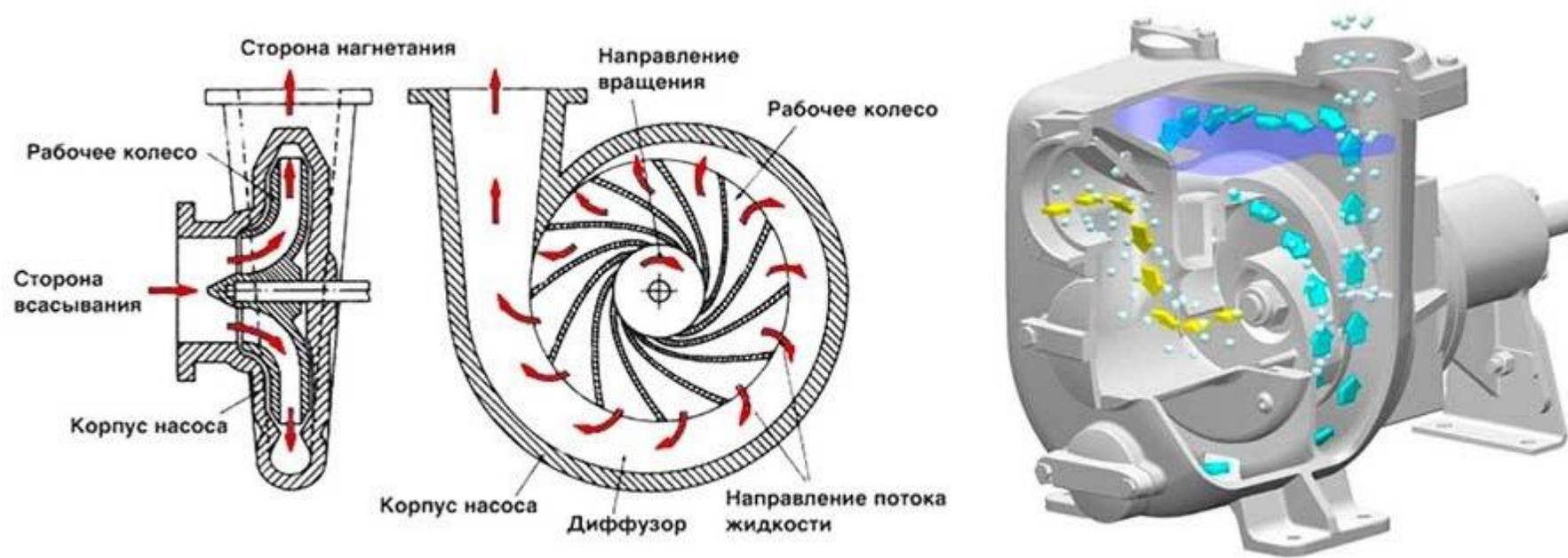
# Центробежный насос

*Схема, конструктивные элементы*



# Центробежный насос

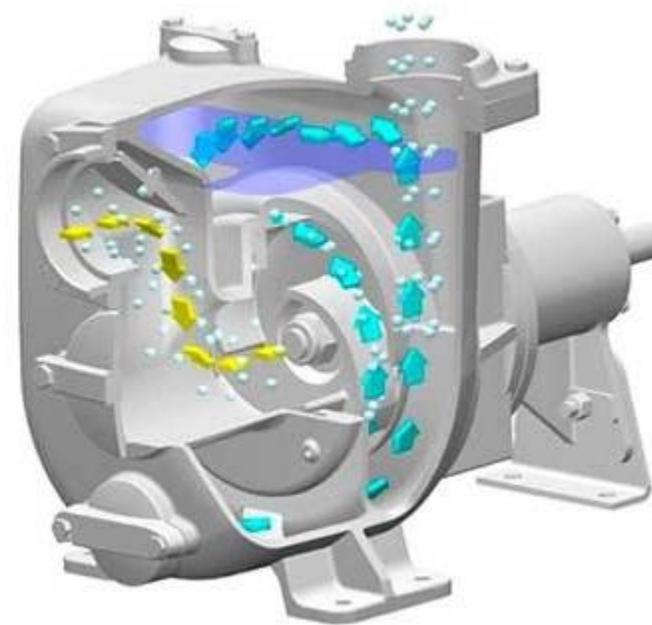
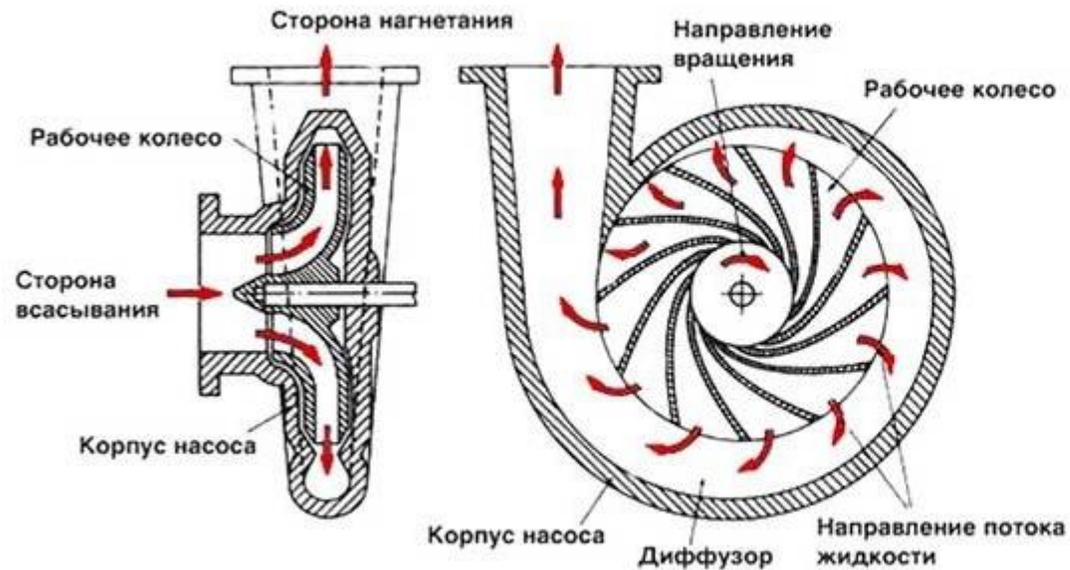
## Схема и принцип действия



Колесо вращается с большой скоростью и благодаря развивающейся при вращении центробежной силе отбрасывает находящуюся в нем жидкость от центра к периферии.

# Центробежный насос

## Схема и принцип действия

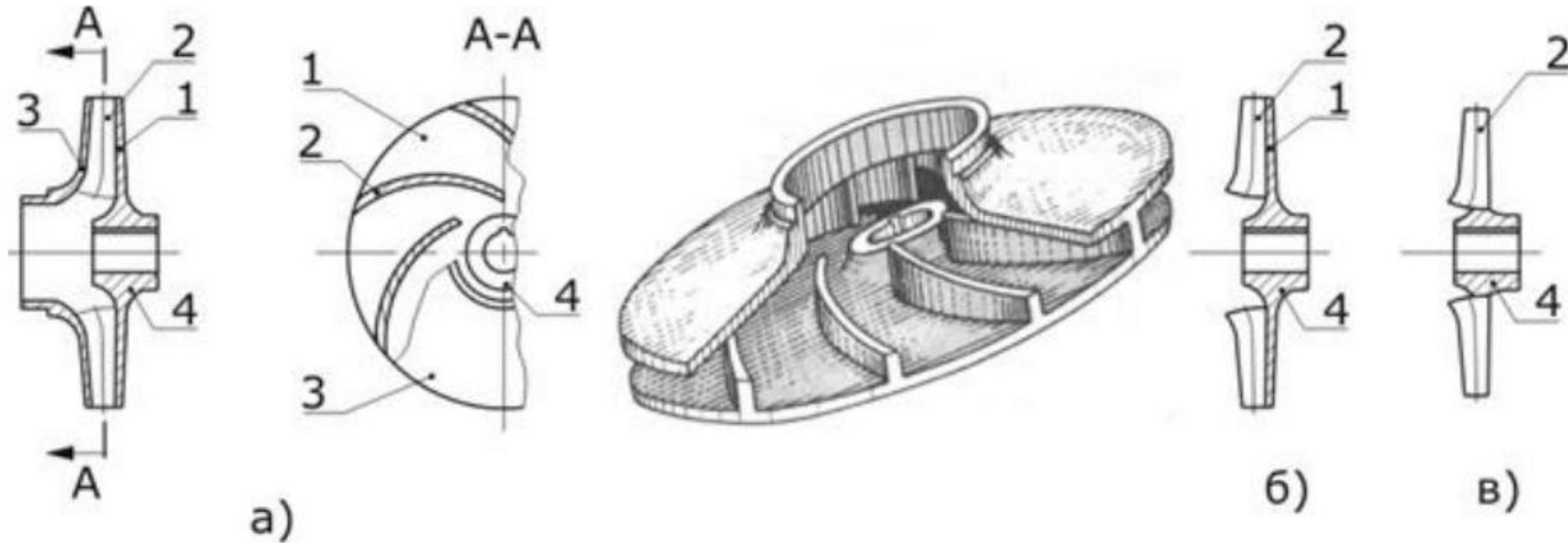


Жидкость поступает в пространство нагнетания, а соответствующий объем жидкости поступает из пространства всасывания к центру рабочего колеса. Так осуществляется непрерывный ток жидкости и увеличивается в то же время ее удельная энергия.

# Классификация центробежных насосов

# Классификация центробежных насосов

*По конструкции рабочего колеса*



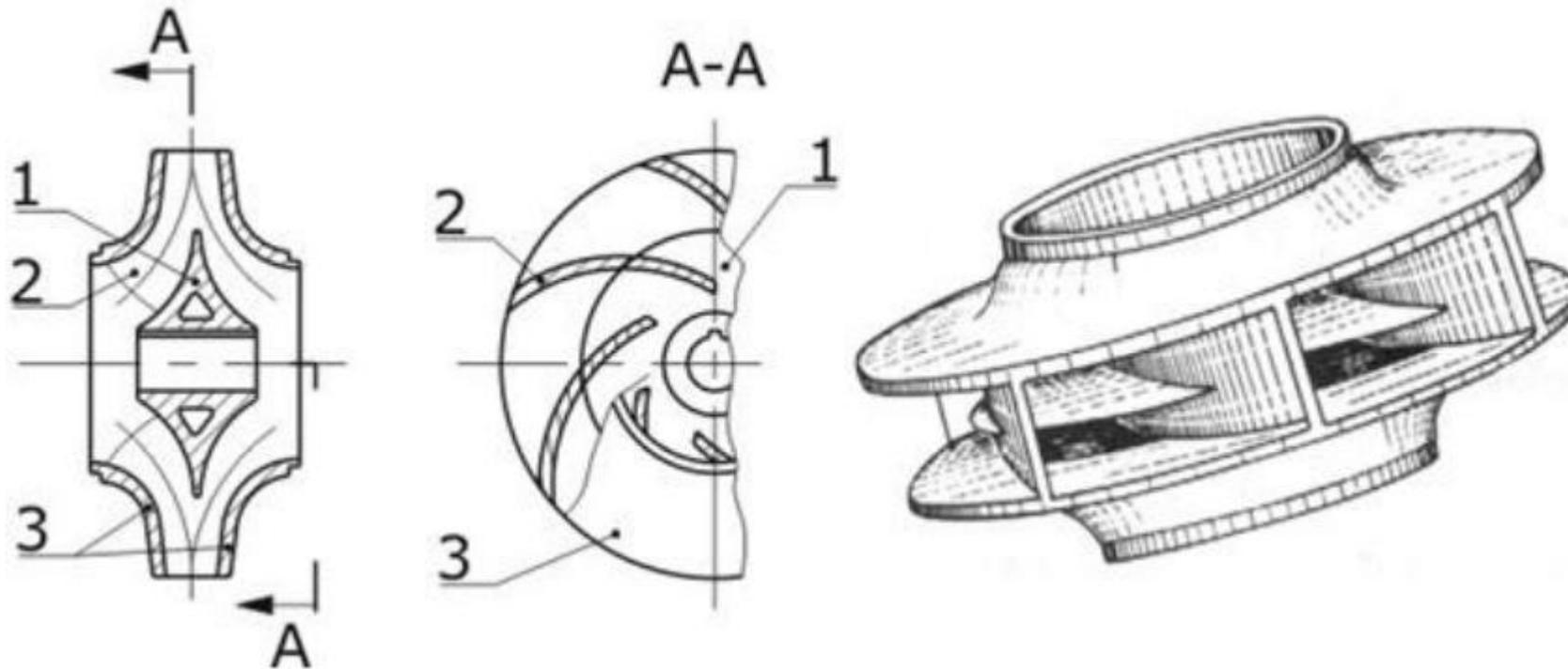
а – закрытого типа с односторонним входом (разрез и общий вид);

б – полуоткрытого типа; в – открытого типа;

1 - внутренний (задний) диск; 2 - лопатки; 3 - передний диск; 4 - ступица

# Классификация центробежных насосов

*По конструкции рабочего колеса*



с двухсторонним входом (разрез и общий вид)

1 - внутренний диск со ступицей; 2 - лопатка; 3 - передние диски

# Классификация центробежных насосов

*По расположению оси вращения ротора в пространстве*

- Горизонтальные
- Вертикальные



# Классификация центробежных насосов

*По количеству ступеней*

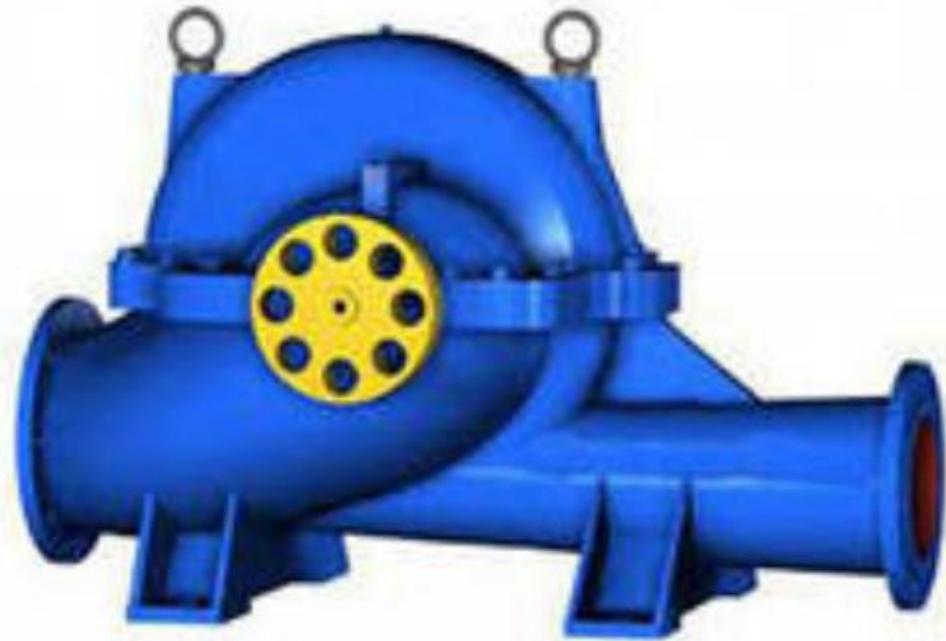
- Одноступенчатые
- Многоступенчатые



# Классификация центробежных насосов

*По разъему корпуса*

- Разъем корпуса в вертикальной плоскости
- В горизонтальной плоскости



# Классификация центробежных насосов

## *По развиваемому давлению*

- Низкого (до 0,2 МПа)
- Среднего (от 0,2 МПа до 0,6 МПа)
- Высокого (более 0,6 МПа)

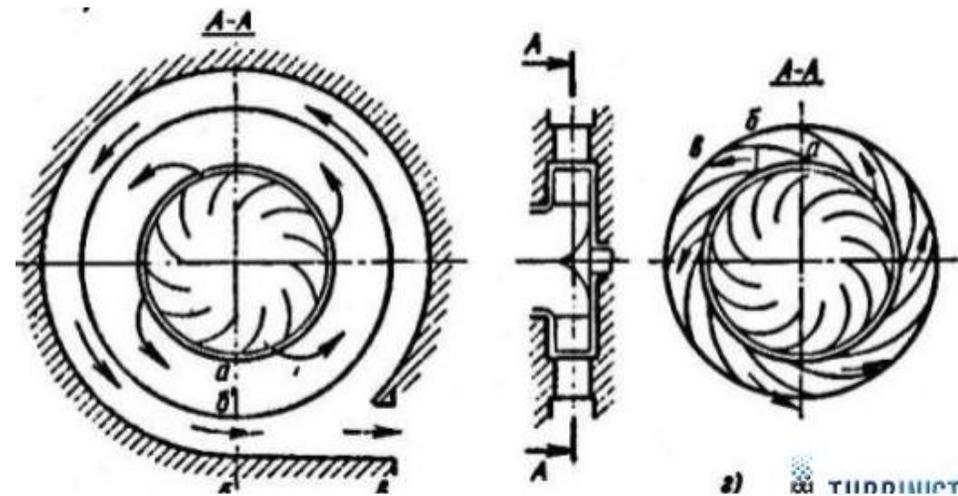
## *По коэффициенту быстроходности*

- Тихоходные
- Нормальные
- Быстроходные
- Диагональные
- Пропеллерны

# Классификация центробежных насосов

*По способу отвода жидкости из рабочего колеса в канал корпуса*

- Спиральный (непосредственно из рабочего колеса в спиральный канал корпуса)
- Лопаточный (через специальное устройство – лопаточный аппарат – неподвижное колесо с лопатками)



# Классификация центробежных насосов

*По функциональному назначению*

- Водопроводные
- Нефтяные
- Пожарные
- Химические
- Щелочные
- Канализационные

# Классификация центробежных насосов

*Способу расположения насоса относительно поверхности жидкости*

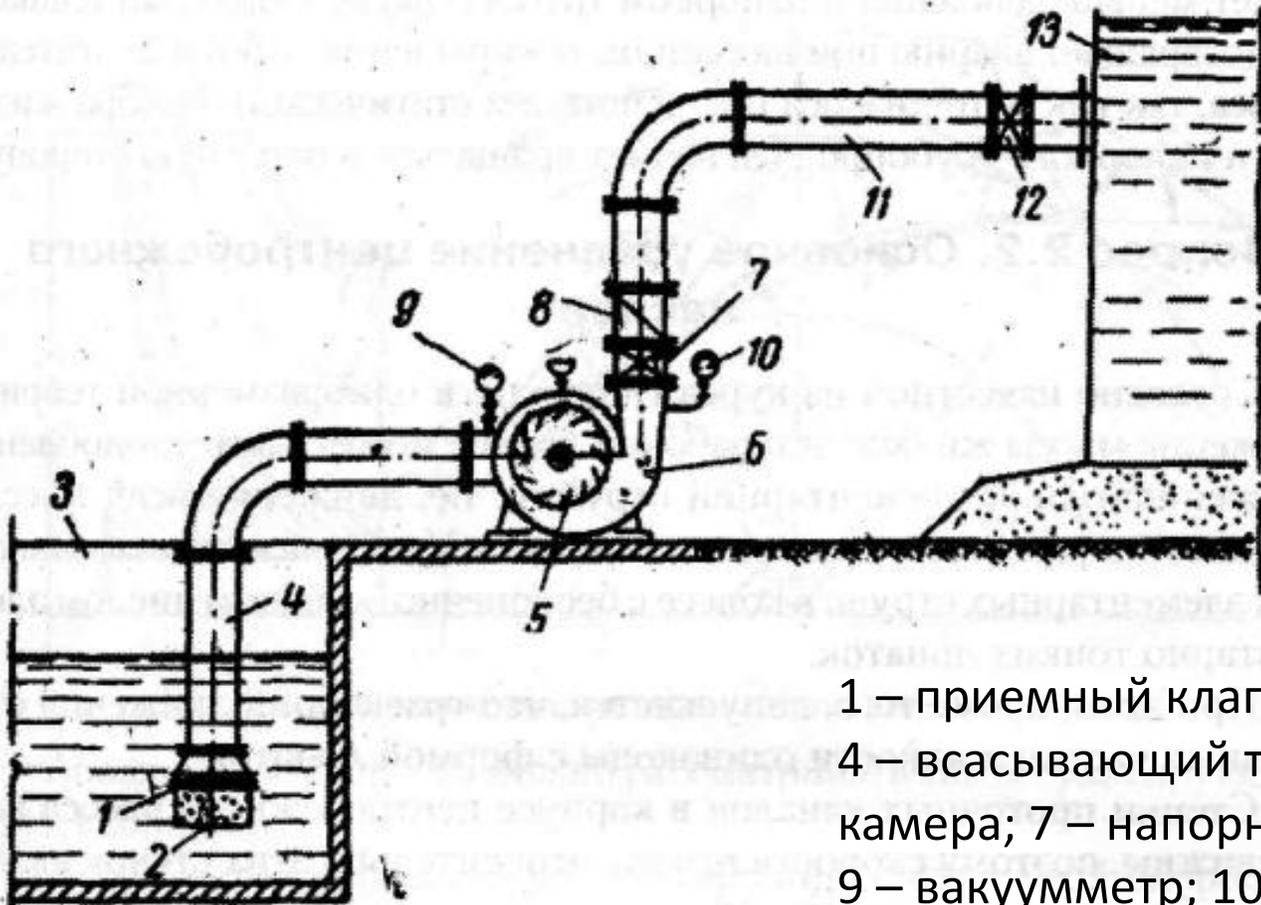
- Поверхностные
- Глубинные
- Погружные

*По способу привода*

- С электродвигателем
- С ДВС

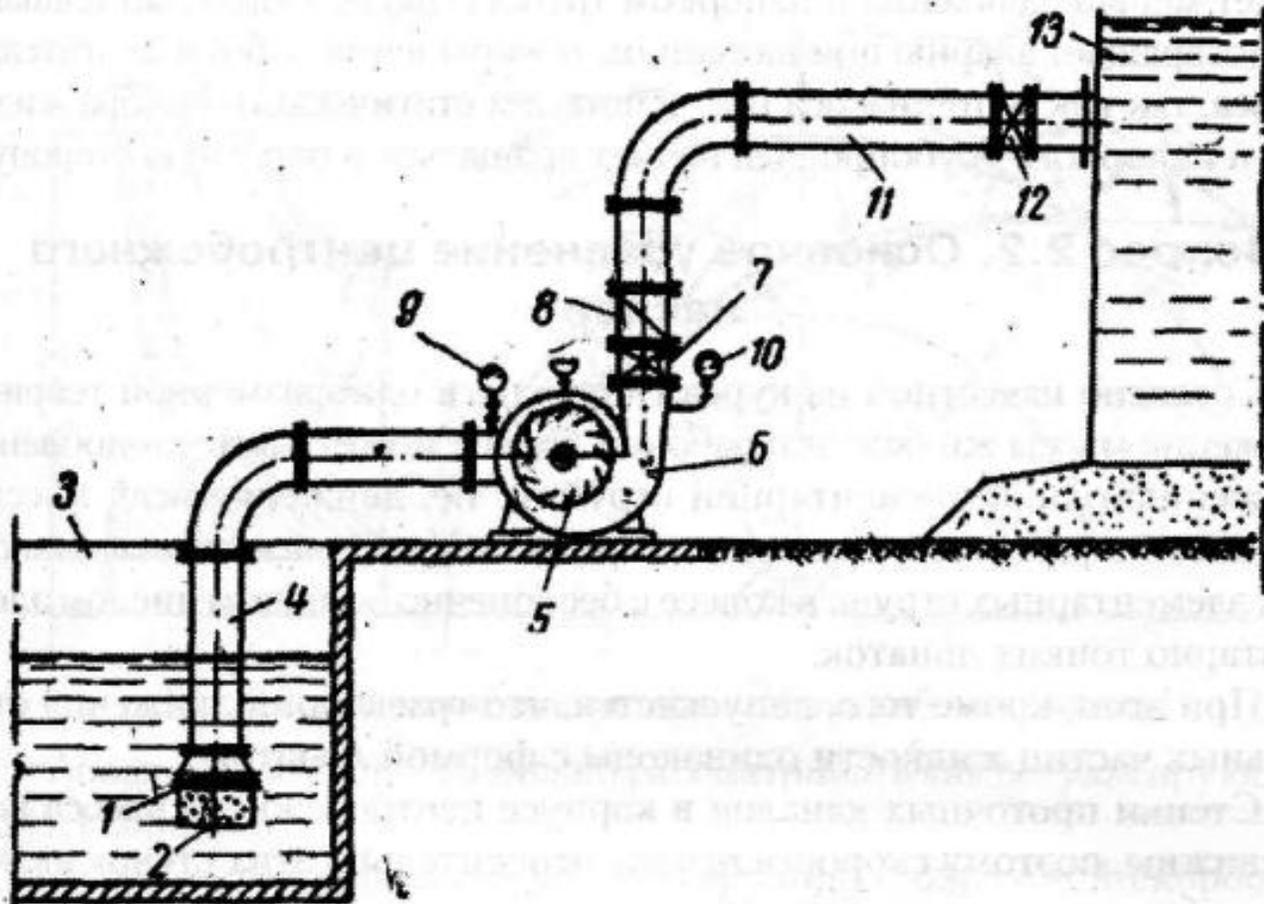
# Схема установки центробежного насоса

# Схема установки центробежного насоса



1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар;  
4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера;  
7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан;  
9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод;  
12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

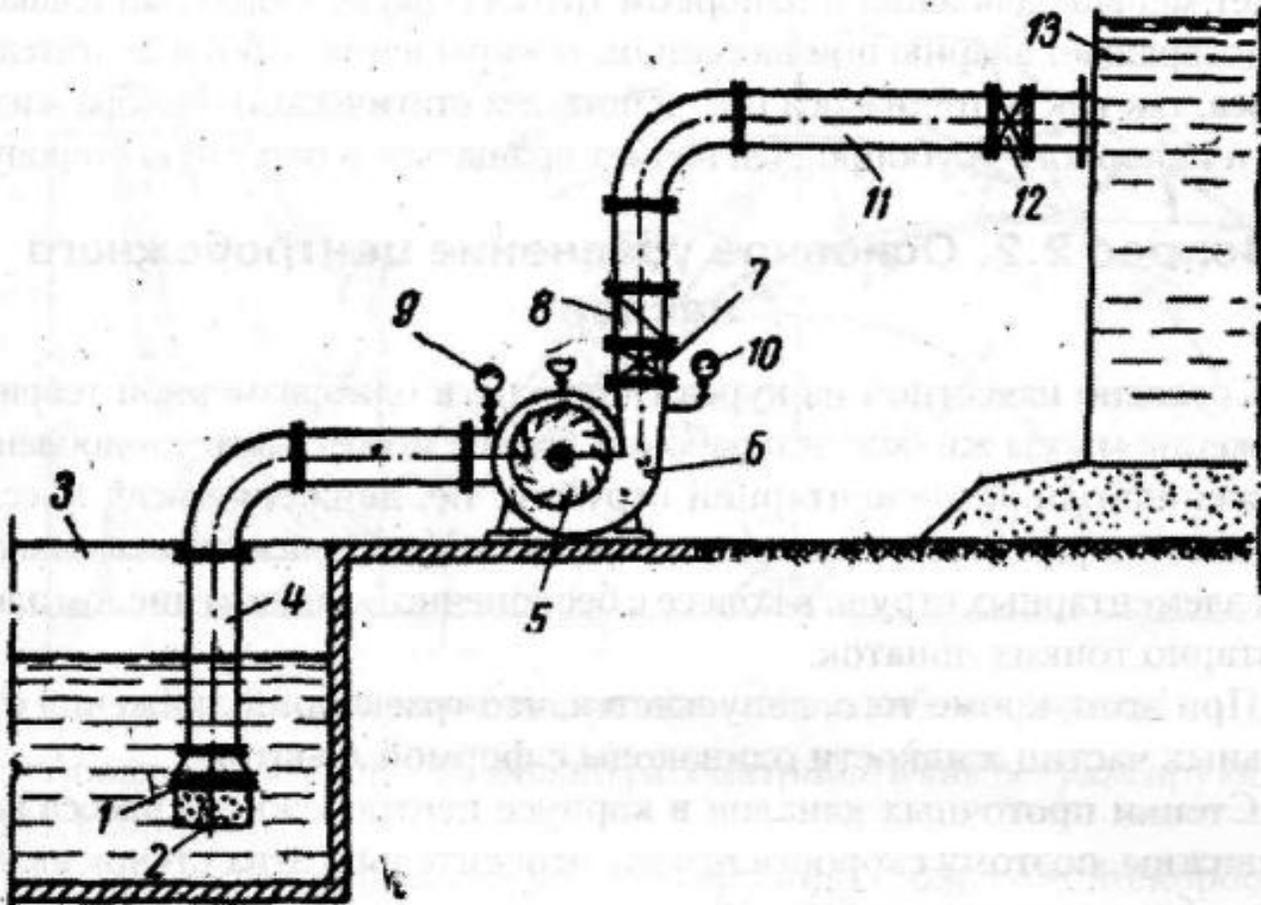
# Схема установки центробежного насоса



Жидкость засасывается из резервуара 3 (рис.) через приемный клапан 1 с сеткой 2, предохраняющей от попадания в насос посторонних предметов, и поступает во всасывающий трубопровод 4.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

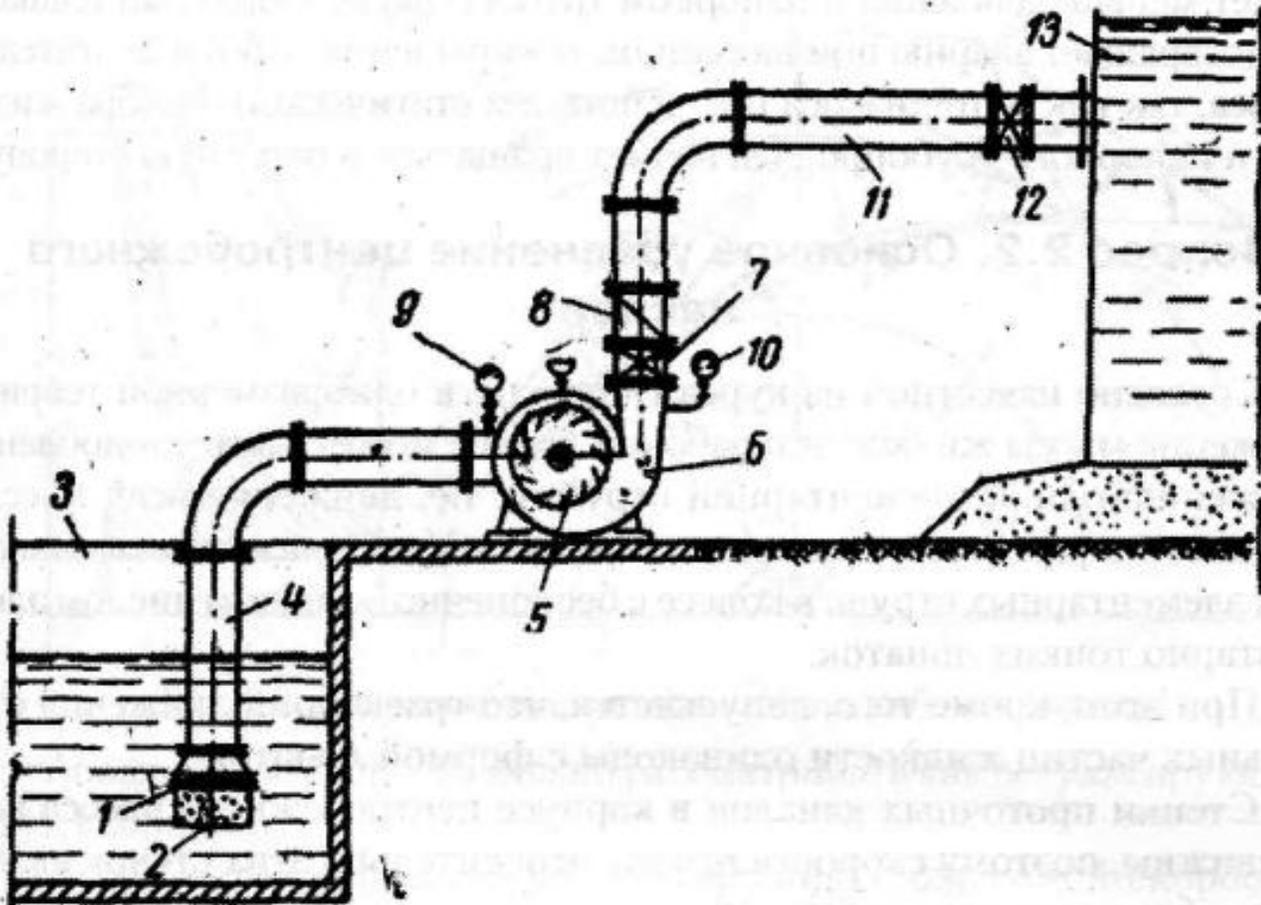
# Схема установки центробежного насоса



Отсюда жидкость поступает в камеру насоса и затем на быстро вращающиеся лопатки рабочего колеса 5, где под действием центробежной силы отбрасывается к периферии и поступает в спиральную камеру 6 или в направляющий аппарат.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

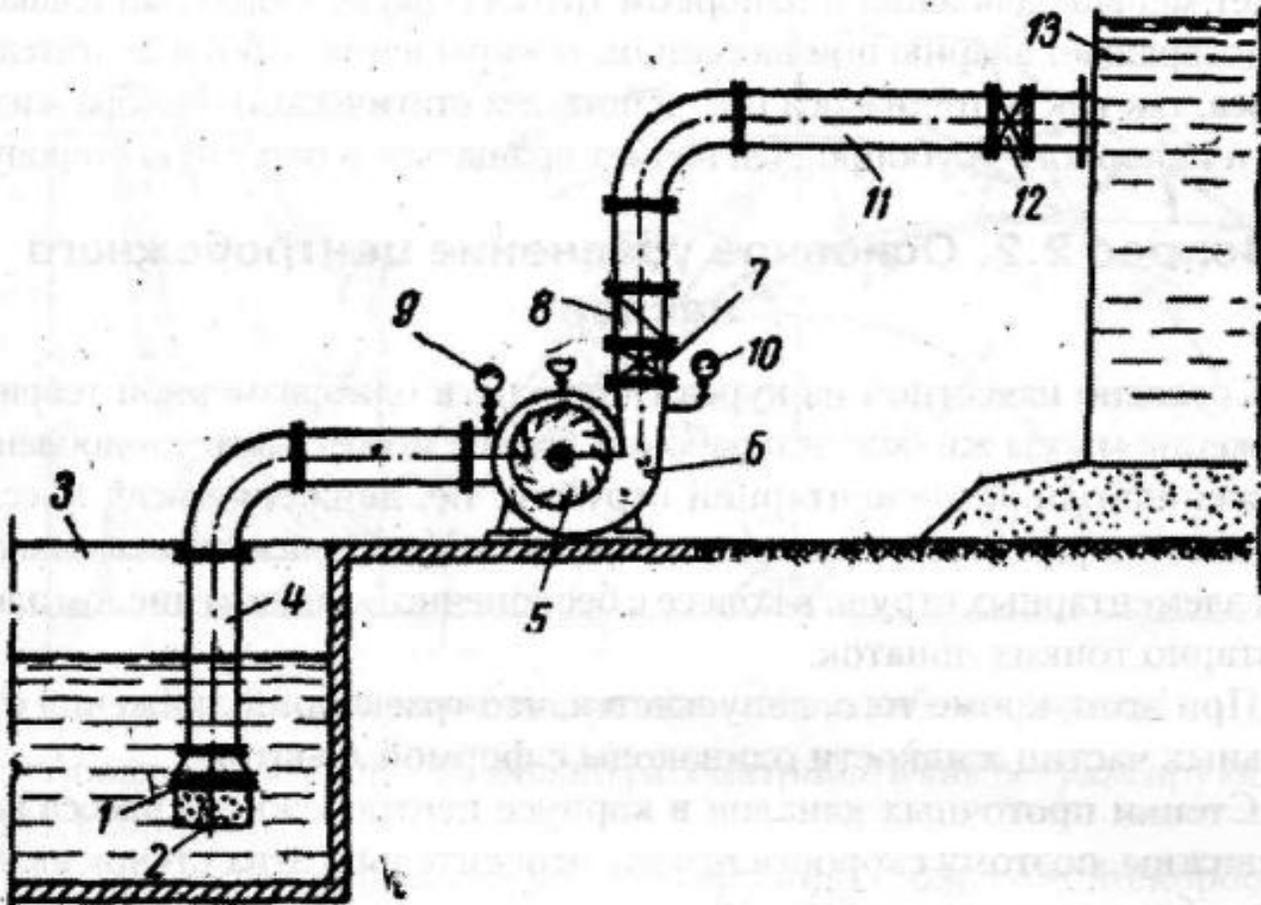
# Схема установки центробежного насоса



Жидкость проходит далее через напорную задвижку 7, обратный клапан 8 и напорный трубопровод 11 в резервуар 13. При длинном напорном трубопроводе для удобства обслуживания на нем устанавливают возле резервуара коренную задвижку 12.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Схема установки центробежного насоса



Контролируют работу насоса по манометру 10, устанавливаемому на напорном трубопроводе, и по вакуумметру 9, устанавливаемому на всасывающем трубопроводе.

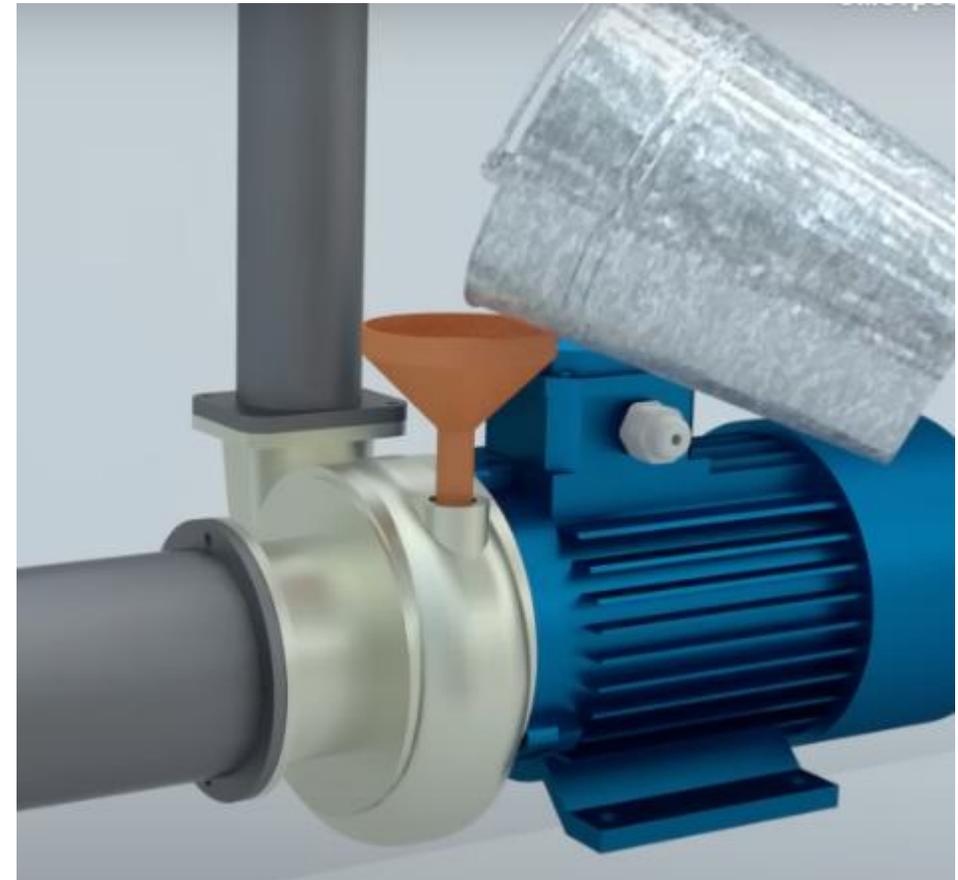
1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Схема установки центробежного насоса

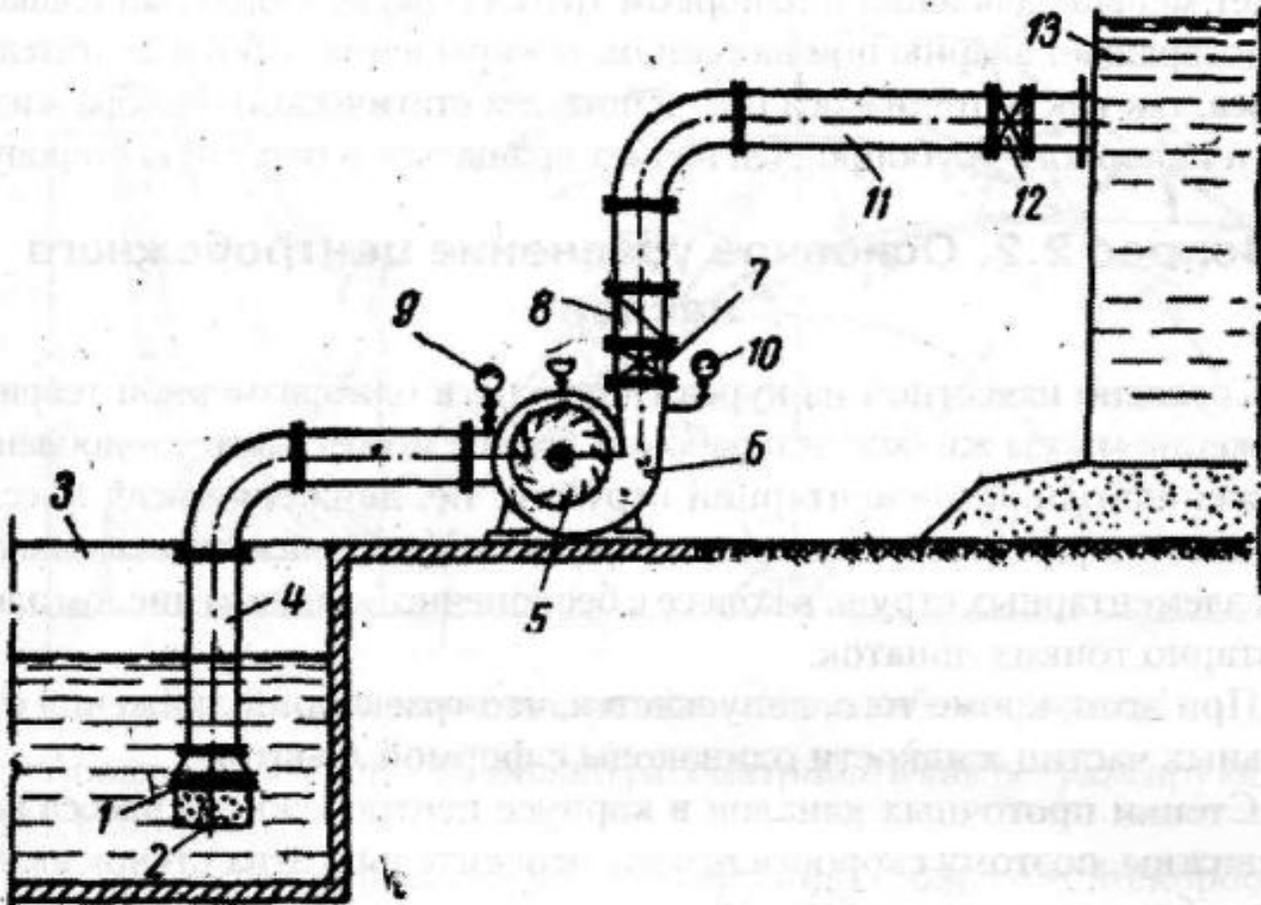
**!** В отличие от поршневого центробежный насос не обладает способностью засасывать жидкость в начале своей работы, так как возникающая при вращении колеса насоса центробежная сила вследствие небольшой плотности воздуха относительно жидкости недостаточна для удаления воздуха из насоса и всасывающего трубопровода и создания необходимого разрежения.

# Схема установки центробежного насоса

По этой причине перед пуском насоса всасывающий трубопровод и корпус насоса необходимо залить жидкостью.



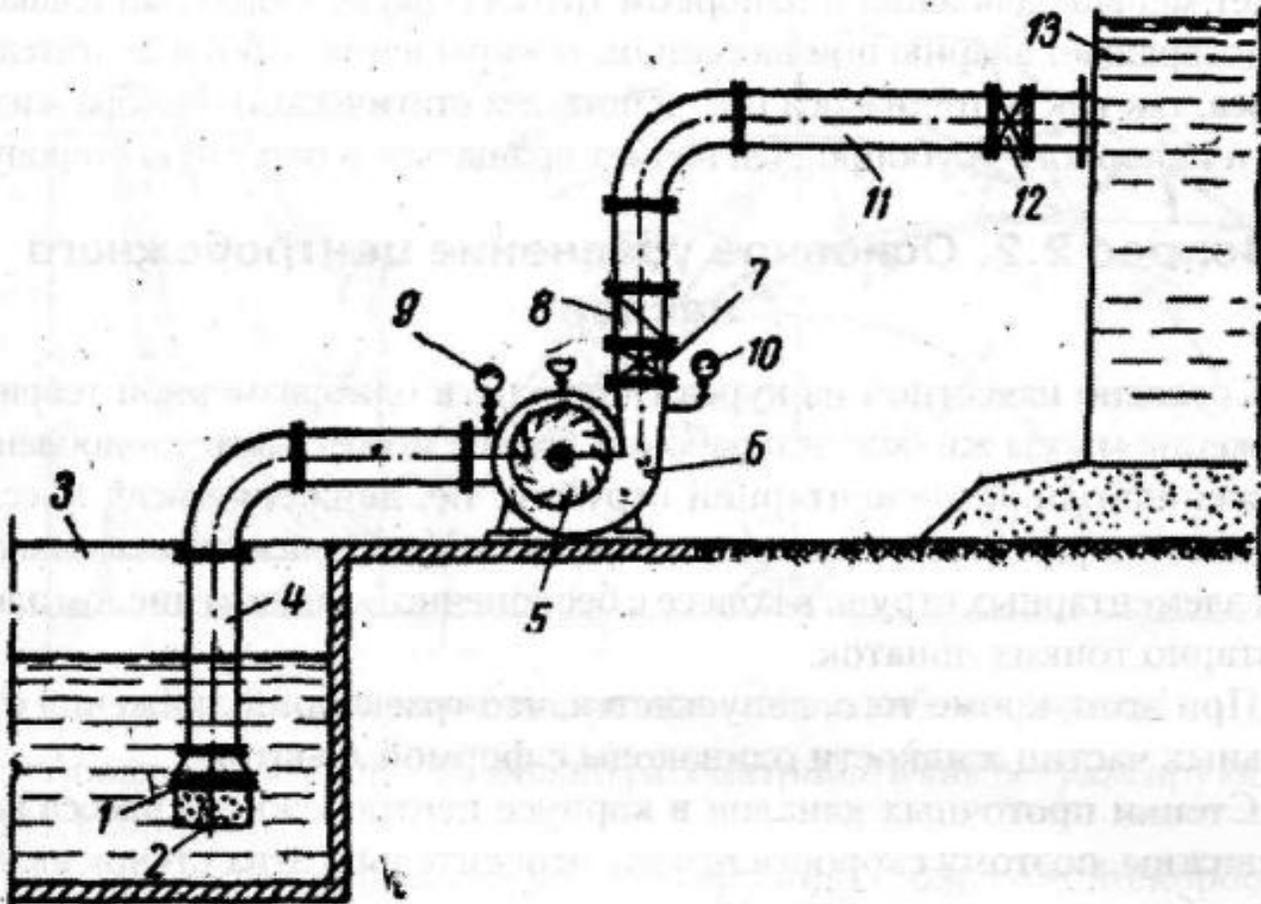
# Схема установки центробежного насоса



Уходу в резервуар заливаемой в насос жидкости препятствует приемный клапан 1.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Схема установки центробежного насоса

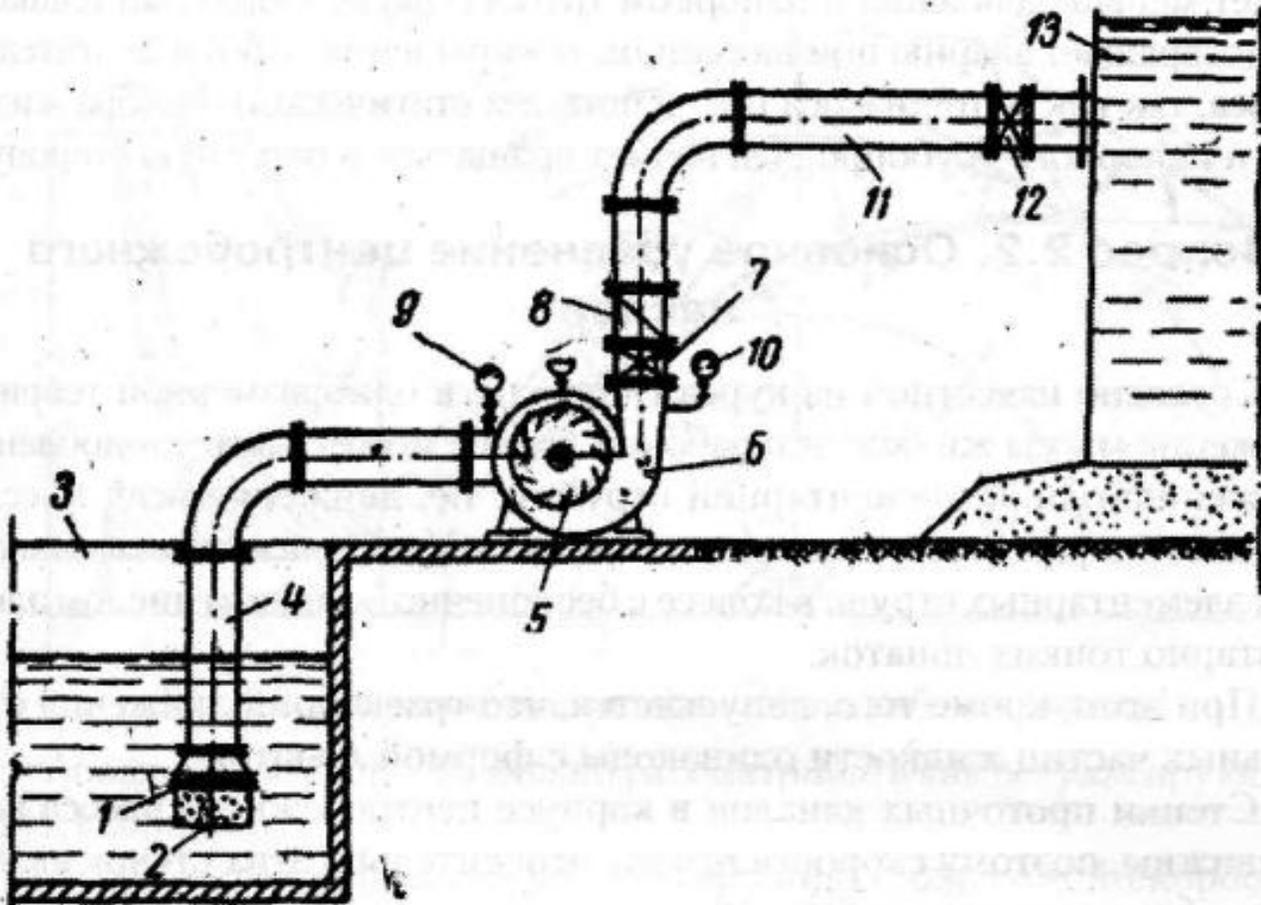


При выбрасывании жидкости из колеса в корпусе насоса образуется разрежение. Под действием атмосферного давления на поверхность жидкости в резервуаре 3 в движение придет столб жидкости во всасывающем трубопроводе.

! Таким образом, осуществляется непрерывное движение жидкости в системе установки.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Схема установки центробежного насоса

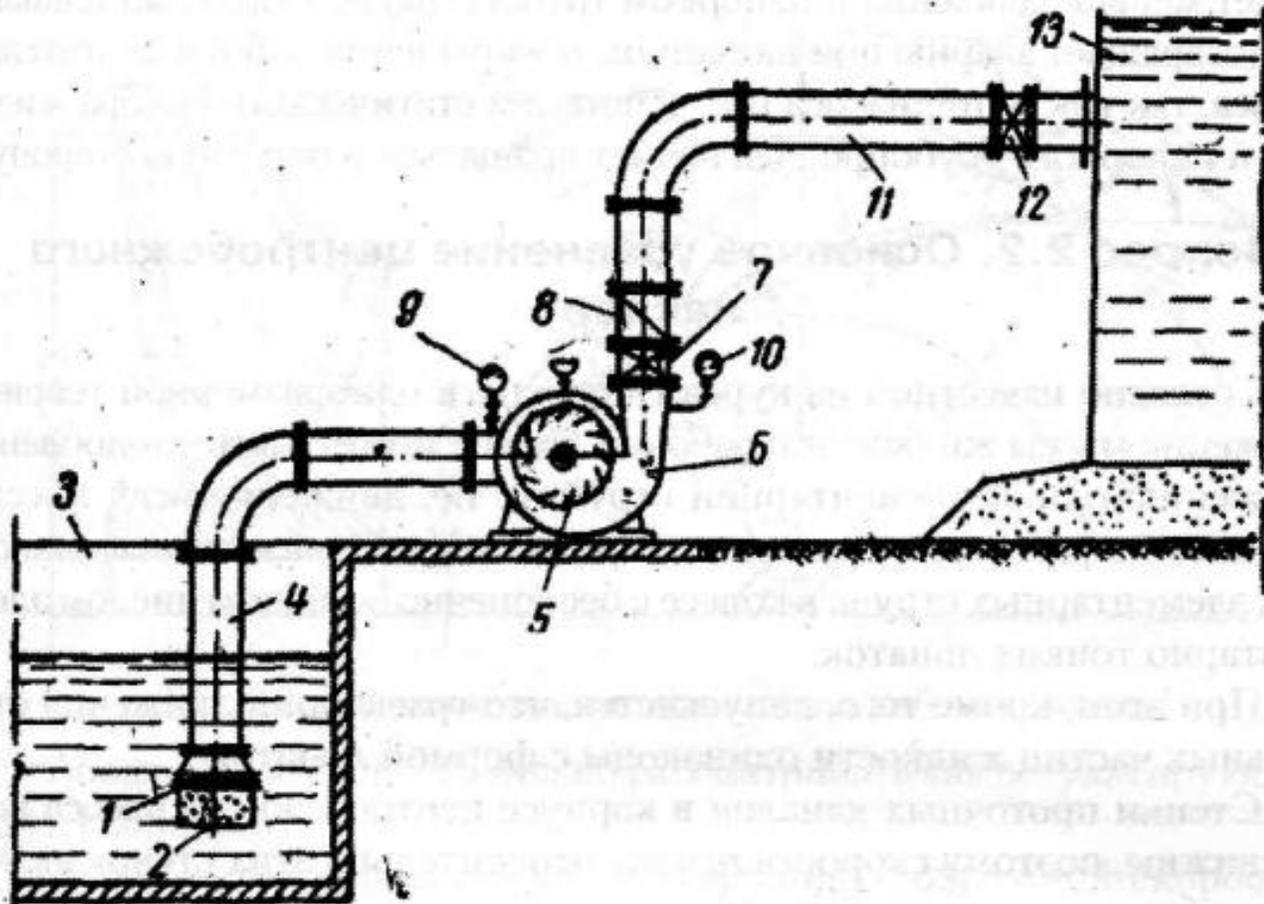


При перекачке нефти и нефтепродуктов установки центробежных насосов обычно располагают ниже резервуара.

При этом заливка насоса осуществляется автоматически, как только будет открыта задвижка на всасывающем трубопроводе.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

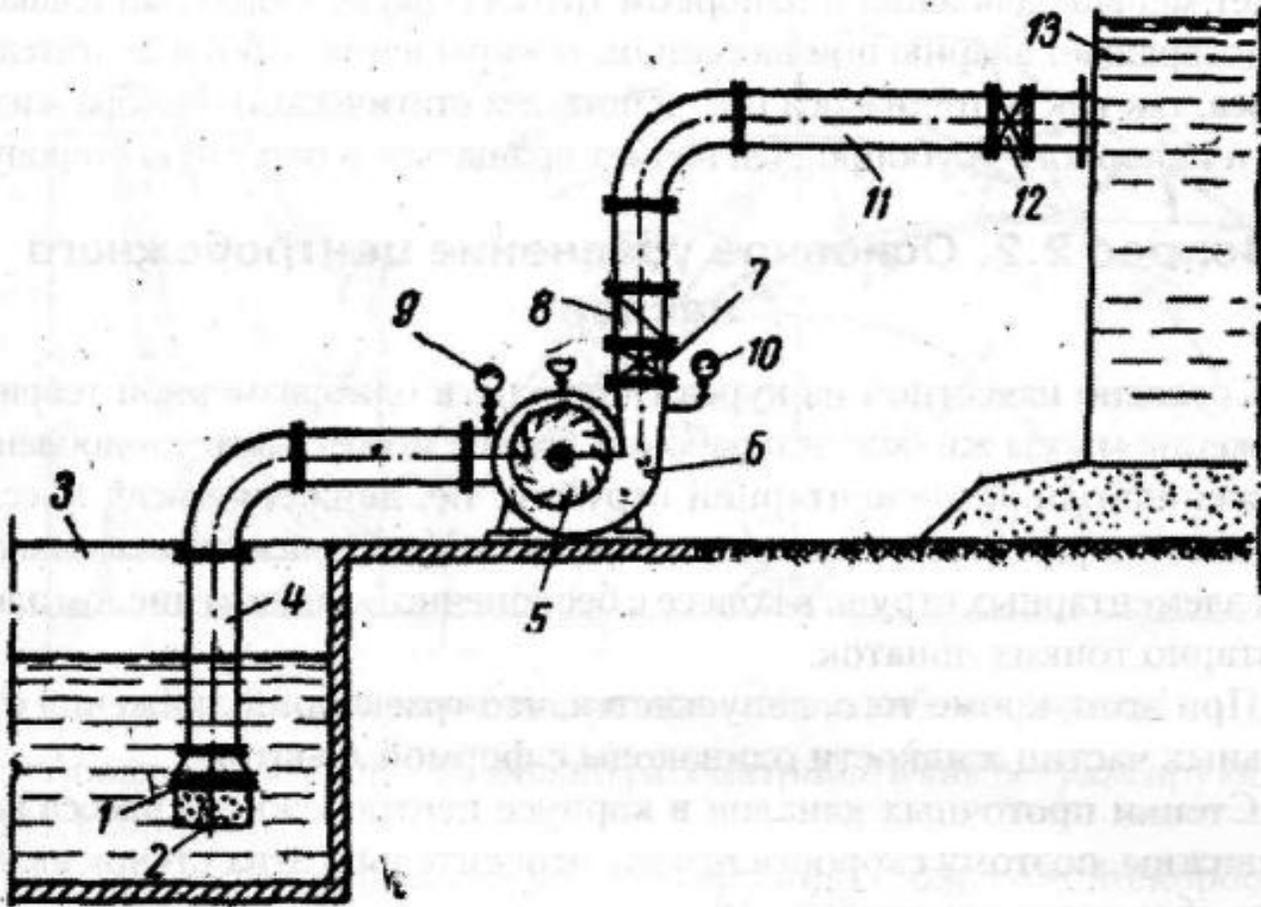
# Схема установки центробежного насоса



Обратный клапан 8 предназначен для автоматического прекращения доступа жидкости к насосу из напорного трубопровода, как только напор, развиваемый насосом, станет меньше давления в напорном трубопроводе.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Схема установки центробежного насоса



## Обратный клапан

предотвращает аварию при внезапном прекращении работы двигателя насоса, так как ротор насоса под действием статического напора жидкости напорного трубопровода начнет вращаться в обратную сторону.

1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера; 7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан; 9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод; 12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Основное уравнение центробежного насоса

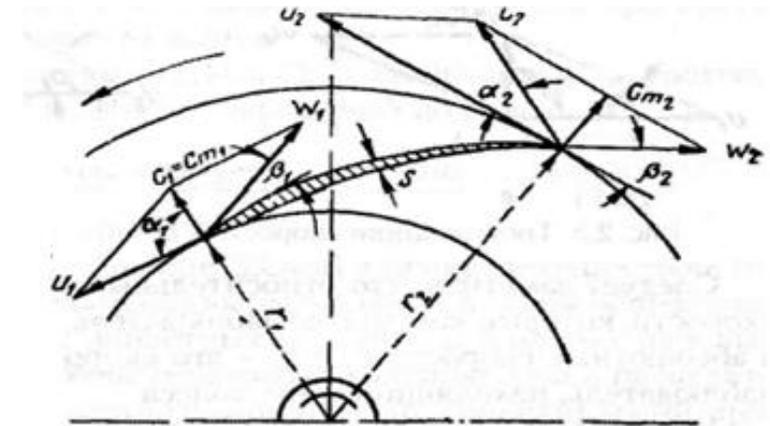
# Основное уравнение центробежного насоса

Согласно известной из курса гидравлики одномерной теории движение массы жидкости в рабочем колесе может быть уподоблено движению одной элементарной струйки, т.е. движение всей массы жидкости в рабочем колесе рассматривается как движение одинаковых элементарных струек в колесе с бесконечно большим числом элементарно тонких лопаток.

При этом, кроме того, допускается, что траектории движения отдельных частиц жидкости одинаковы с формой лопаток.

# Основное уравнение центробежного насоса

При движении внутри канала рабочего колеса частица жидкости имеет по отношению к колесу относительную скорость  $w$ , которая направлена касательно к лопатке в точке ее приложения.

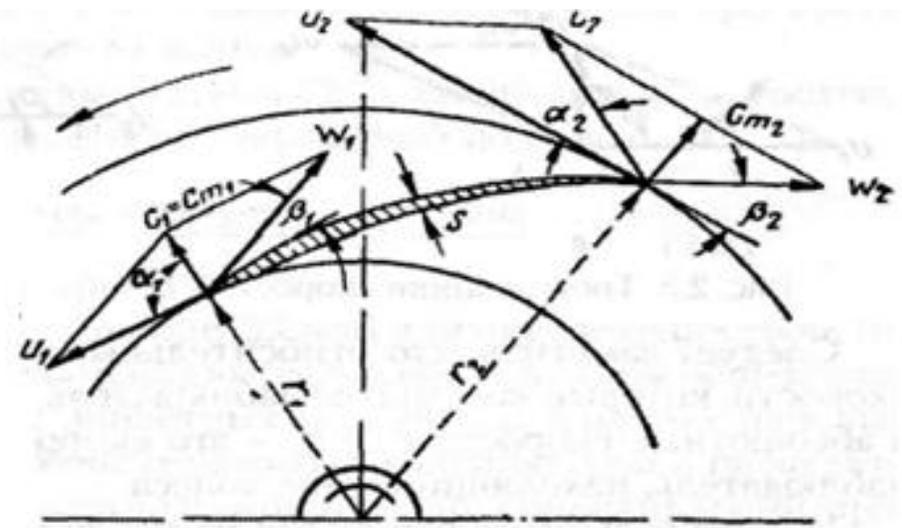


Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

Но благодаря вращению колеса при числе оборотов  $n$  частица жидкости приобретает и окружную скорость, направленную касательно к окружности радиуса  $r$ , определяемую как произведение угловой скорости на радиус  $r$  - расстояние рассматриваемой частицы от центра вращения, т. е.:

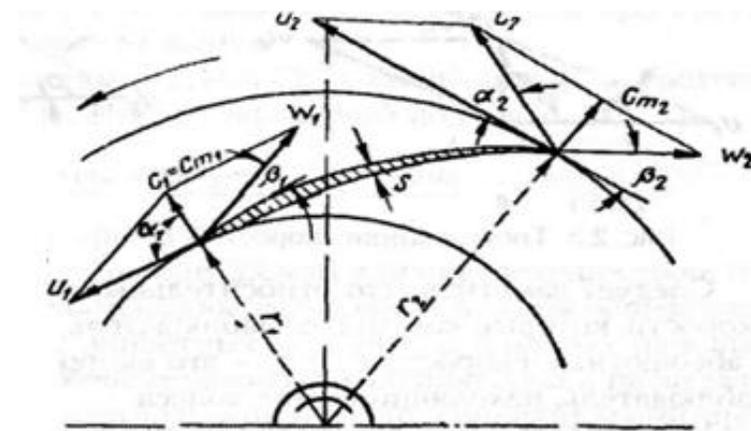
$$u = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$



Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

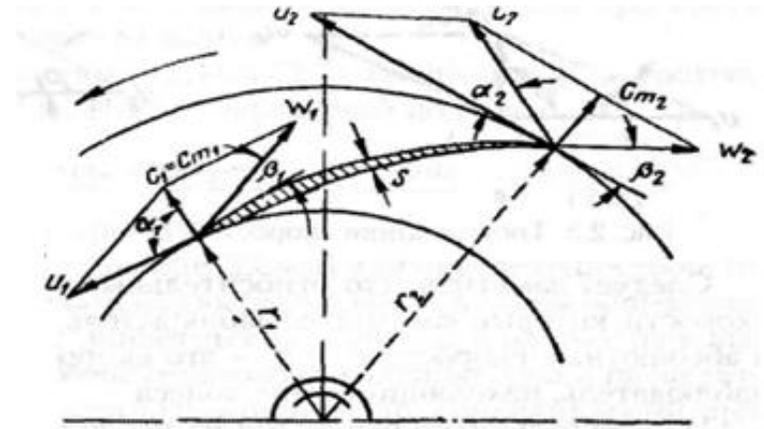
Следовательно, частица жидкости, покидая рабочее колесо, будет иметь окружную скорость по касательной к наружному диаметру колеса в точке выхода и относительную скорость, направленную касательно к выходной кромке лопатки.



Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

В результате геометрического сложения этих скоростей ( $u$  и  $\omega$ ) частица жидкости будет иметь абсолютную скорость  $c$  по их равнодействующей (по диагонали параллелограмма, построенного на направлениях скоростей  $u$  и  $\omega$ ), в направлении которой элементарные струйки жидкости будут выходить из рабочего колеса



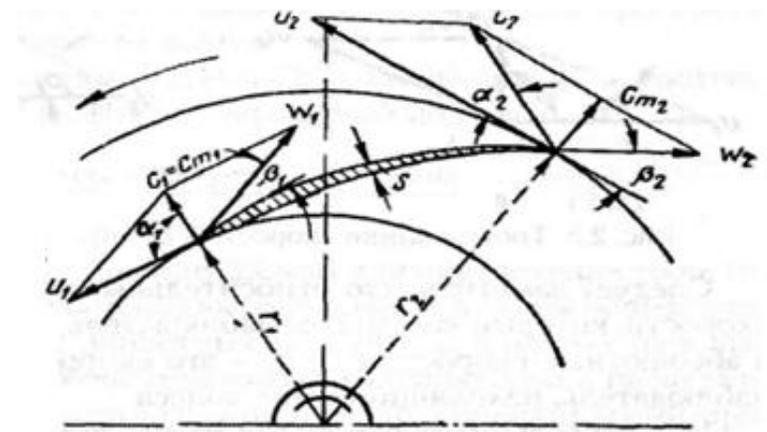
Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

Угол, образуемый между направлениями абсолютной скорости  $c$  и окружной скорости  $u$ , обозначают через  $\alpha$ .

Угол между касательными к лопатке и к окружности в направлении, противоположно направлению окружной скорости, обозначают через  $\beta$ .

Этот угол определяет направление относительной скорости  $w$ .



Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

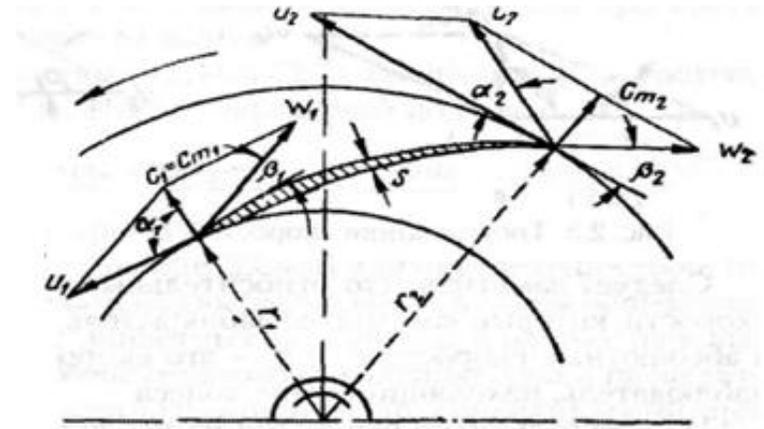
Абсолютную скорость можно рассматривать как результирующую двух скоростей:

-  $c_u$  – совпадающей по направлению с окружной скоростью и являющейся проекцией скорости  $c$  на окружную и равной:

$$c_u = c \cdot \cos \alpha$$

-  $c_m$  – меридиональной, направленной по радиусу  $r$  и равной:

$$c_m = c \cdot \sin \alpha$$



Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

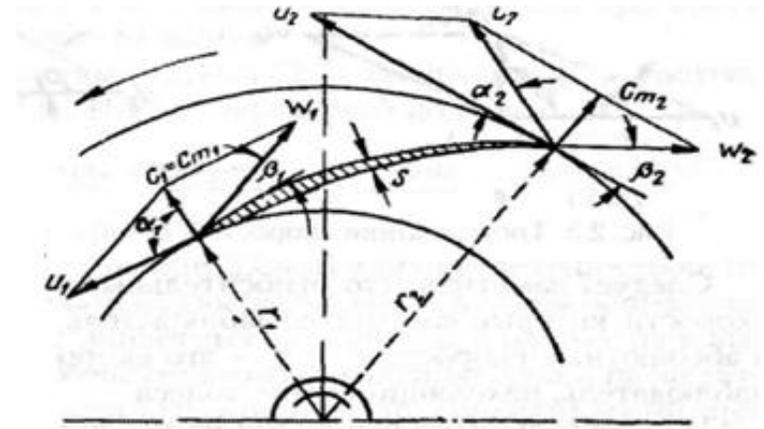
Для скоростей входа и выхода из колеса обозначения одинаковы, только входным скоростям придается индекс 1, а выходным - индекс 2.

Тогда будем иметь:

1) при входе на лопатки

- $\omega_1$  – относительную скорость,
- $c_1$  – абсолютную скорость,
- $u_1$  – окружную скорость:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60};$$



Движение жидкости в каналах рабочего колеса



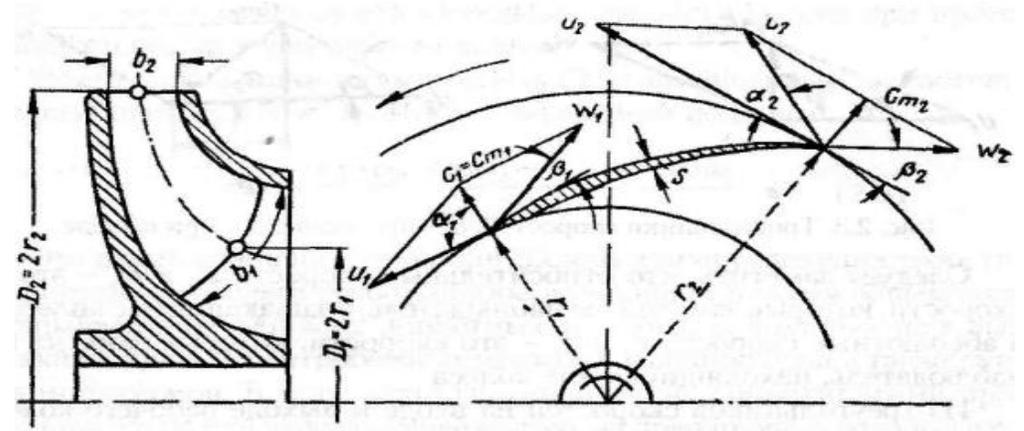
# Основное уравнение центробежного насоса

Следует заметить, что относительные скорости  $w_1$  и  $w_2$  это те скорости, которые заметил бы наблюдатель, вращающийся с колесом, а абсолютные скорости  $c_1$  и  $c_2$  – это скорости, которые заметил бы наблюдатель, находящийся вне колеса.

А из треугольников скоростей на входе и выходе из рабочего колеса получили следующие зависимости

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 u_2 c_2 \cos \alpha_2$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1$$



Движение жидкости в каналах рабочего колеса

# Основное уравнение центробежного насоса

Полный напор, развиваемый колесом из уравнения Бернулли

$$H_T = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

# Основное уравнение центробежного насоса

С учетом того, что каждый килограмм жидкости проходя через рабочее колесо, получает приращение энергии за счет центробежной силы, равной произведению массы частицы на ускорение, то баланс энергии для 1 кг жидкости будет иметь вид:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g}.$$

# Основное уравнение центробежного насоса

Подставляем одно уравнение в другое, получим

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

Подставляем выражения, полученные из параллелограммов скоростей

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 u_2 c_2 \cos \alpha_2$$

# Основное уравнение центробежного насоса

После сокращения получим:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

**Уравнение Эйлера** связывает теоретический напор насоса со скоростями движения жидкости, которые зависят от подачи насоса, угловой скорости вращения рабочего колеса, а также с его геометрическими характеристиками.

## Основное уравнение центробежного насоса

Действительный напор насоса будет *меньше теоретического* в результате возникающих внутри насоса гидравлических сопротивлений и вследствие конечного числа лопаток в рабочем колесе, так как при этом все частицы жидкости равномерно отклоняются лопатками и следуют по расчетным траекториям.

# Основное уравнение центробежного насоса

Действительный напор насоса

$$H_T = \eta_G \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

где  $\eta_G$  – гидравлический КПД насоса, учитывающий потери напора в рабочем колесе на преодоление гидравлических сопротивлений (0,85– 0,95);

$k$  – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток;

# Основное уравнение центробежного насоса

*! В центробежном насосе во избежание лишних потерь важно соблюдать условие безударного входа жидкости в рабочее колесо.*

Для этого жидкость подводят к насосу так, чтобы скорость  $c_0$  жидкости перед входом в колесо была направлена в плоскости, проходящей через ось насоса, и чтобы абсолютная скорость  $c_1$  жидкости не изменялась или же по возможности мало отличалась по направлению и величине от скорости  $c_0$ , т.е.  $c_1=c_0$

# Основное уравнение центробежного насоса

В соответствии с этим  $\alpha_1=90^\circ$ , таким образом второй член правой части равенства превратится в ноль

$$H_T = \eta_{\Gamma} \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

и уравнение Эйлера примет следующий вид:

$$H_T = \eta_{\Gamma} \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}$$

**- основное уравнение  
центробежного насоса**

# Основное уравнение центробежного насоса

$$H_T = \eta_{\Gamma} \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}$$

*Основное уравнение центробежного насоса гласит, что развиваемый им напор пропорционален разности произведений абсолютных скоростей на окружные скорости движения жидкости на выходе из рабочего колеса и при входе в него.*

# Действительный напор центробежного насоса

# Действительный напор центробежного насоса

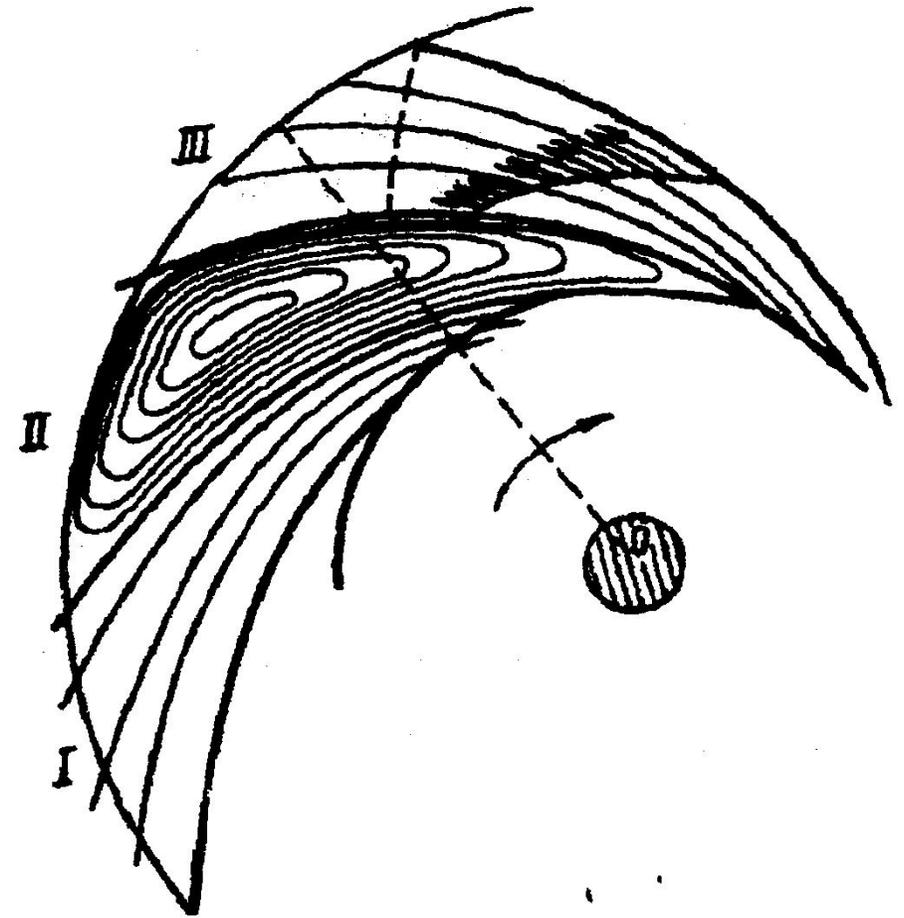
Основное теоретическое уравнение центробежного насоса было выведено на основании одномерной теории, при которой предполагается, что все частицы жидкости описывают в рабочем колесе и направляющем аппарате одни и те же траектории и что форма этих траекторий совпадает с кривизной лопатки. Это возможно лишь при бесконечно большом числе лопаток.

# Действительный напор центробежного насоса

Однако в действительности рабочие колеса имеют конечное число лопаток определенной толщины, в результате чего распределение скоростей в поперечном сечении каждого канала будет неравномерным, что может существенно снизить напор  $H$  (на 15-20%).

# Действительный напор центробежного насоса

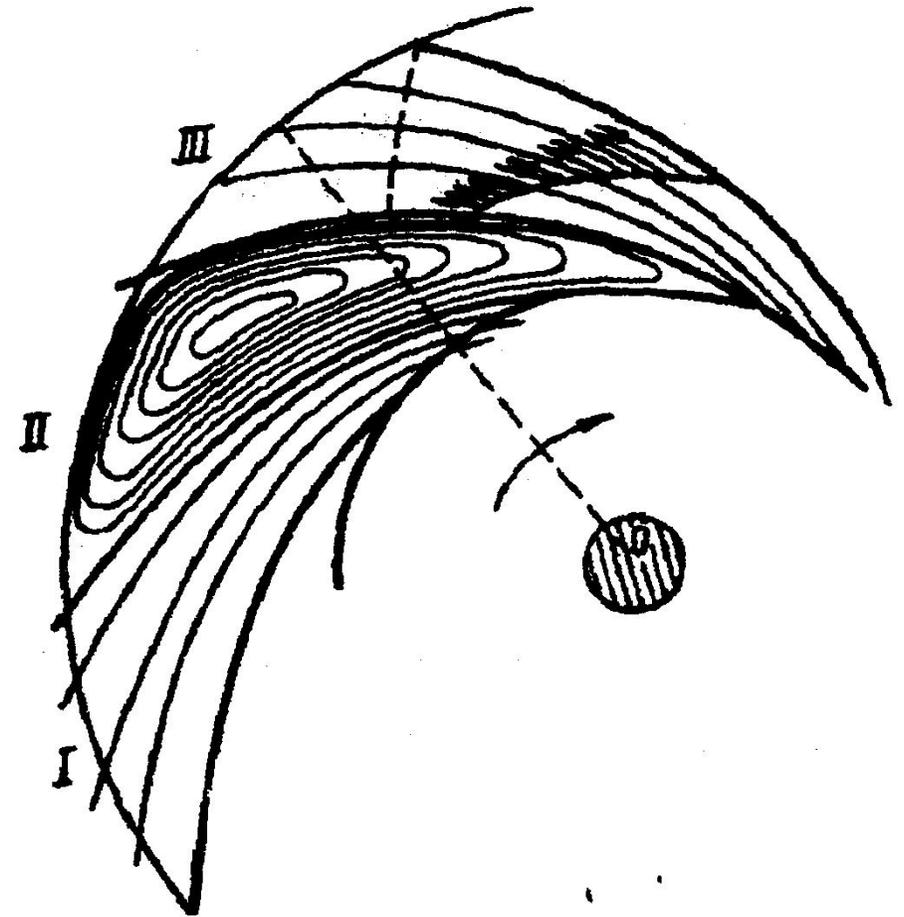
Неравномерность распределения скоростей обусловлена следующими причинами. При вращении колеса жидкость, заполняющая его каналы, вращается в сторону, обратную вращению колеса. Это явление можно представить из рассмотрения движения жидкости в замкнутом объеме между лопатками, т. е. при закрытых внутреннем и внешнем выходных кольцевых сечениях канала.



Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

# Действительный напор центробежного насоса

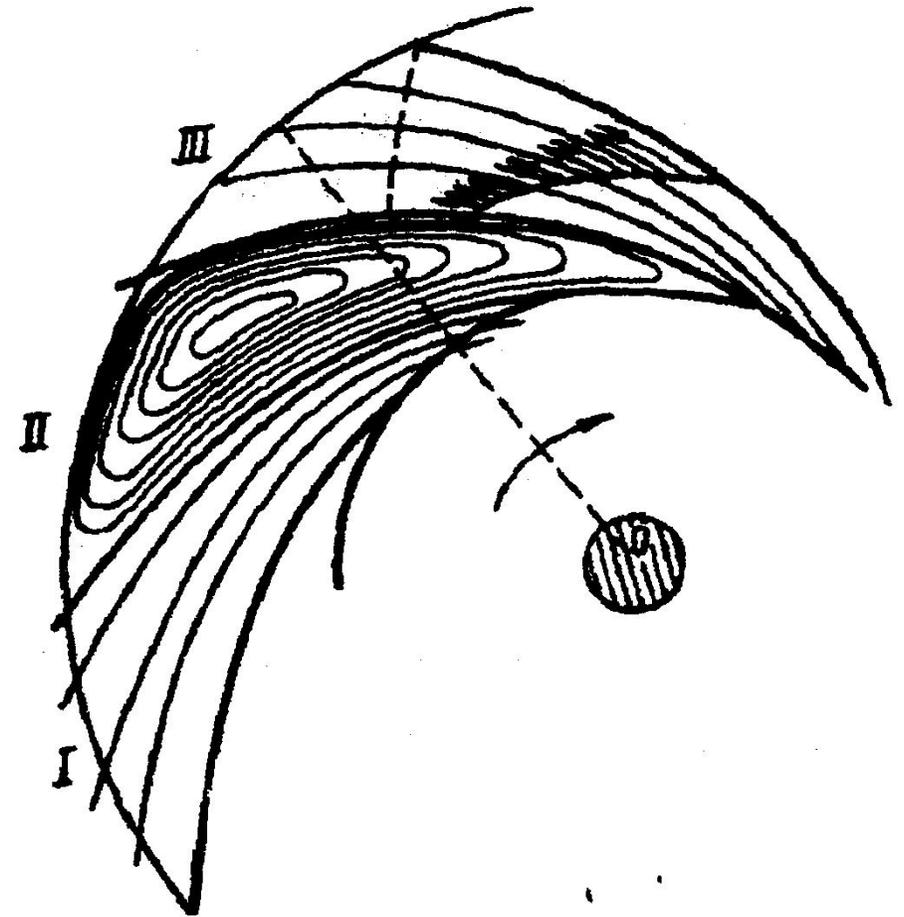
На рис. (канал I) показано струйное течение, соответствующее бесконечно большому числу элементарно тонких лопаток.



Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

# Действительный напор центробежного насоса

Если жидкость не имеет вязкости, то она при вращении замкнутого сосуда вокруг какой-либо оси, жестко скрепленной с ним, будет вращаться относительно стенок этого сосуда в обратную сторону с той же угловой скоростью, с какой вращается сосуд вокруг оси.

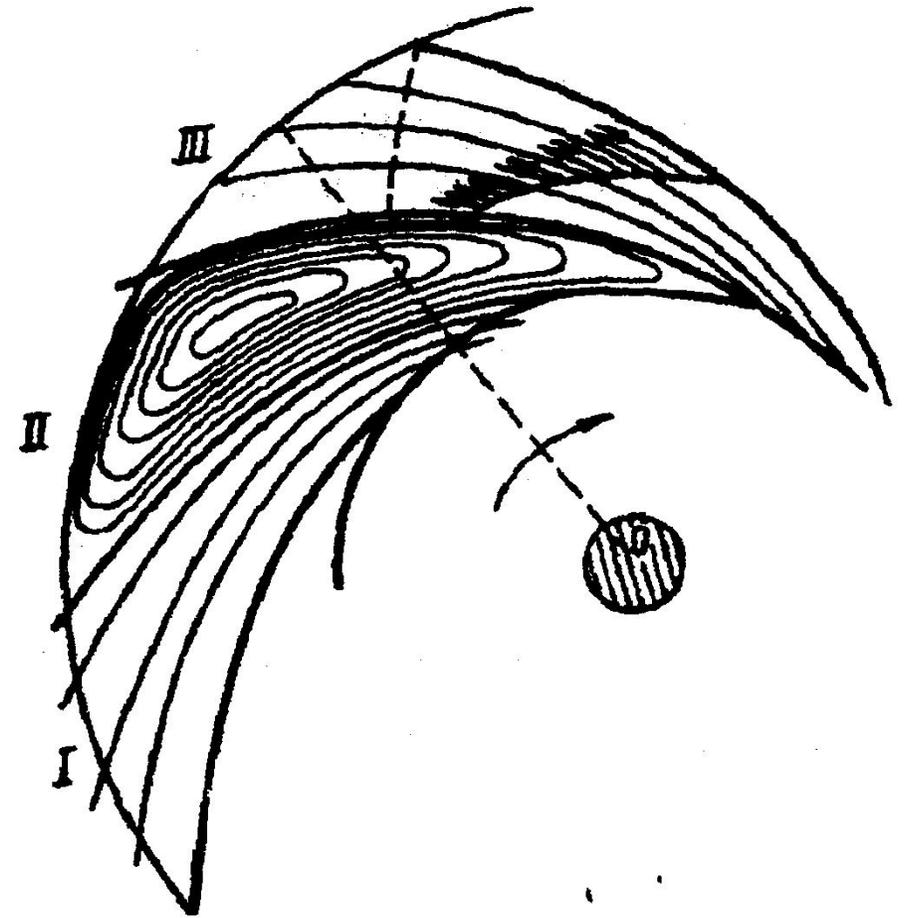


Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

# Действительный напор центробежного насоса

Это явление называют относительным вихрем, и оно будет тем слабее проявляться, чем вязче жидкость и уже каналы.

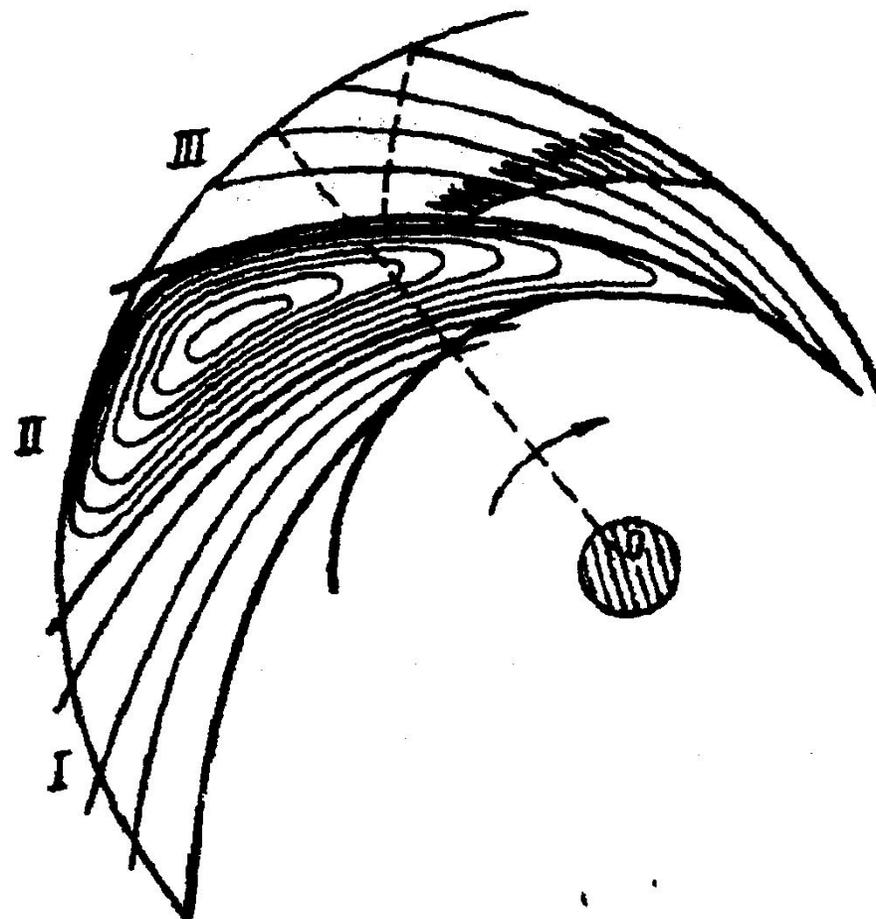
Этот вихрь, складываясь с током жидкости от оси колеса к периферии, вызывает неравномерное распределение в каналах колеса (см. рис канал II).



Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

# Действительный напор центробежного насоса

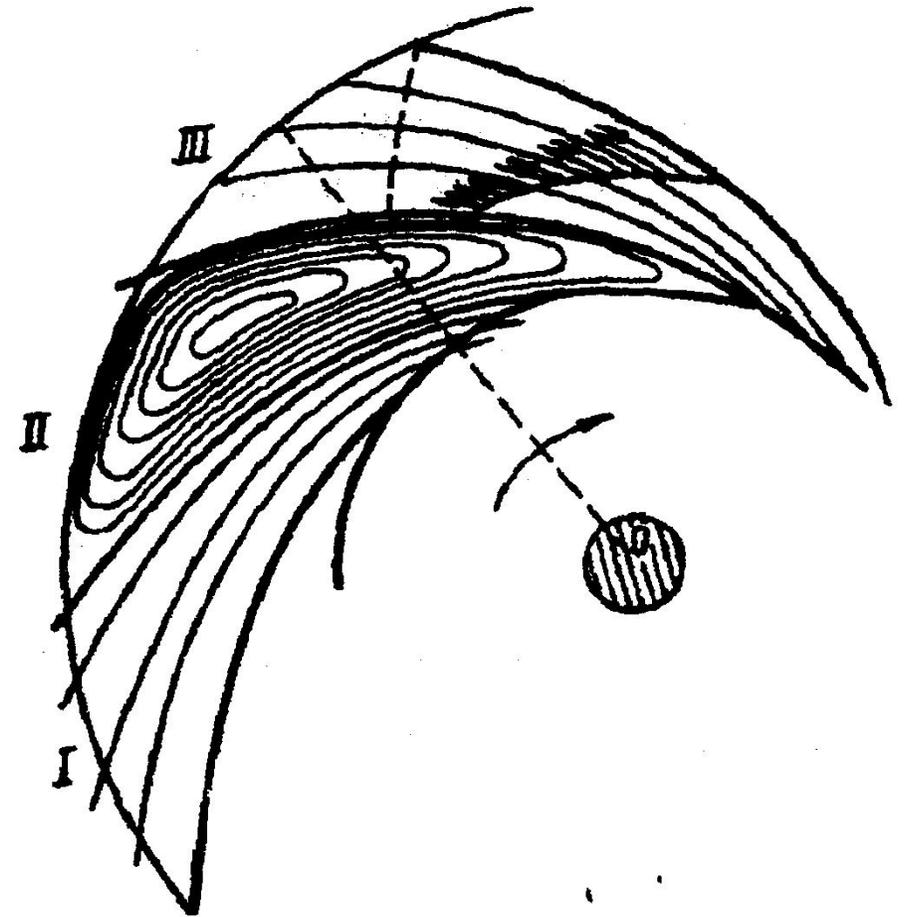
Кроме того, лопатки вращающегося колеса при передаче механической энергии жидкости, заполняющей его каналы, оказывают на нее давление, которое передается поверхностью лопатки, обращенной в сторону вращения колеса (выпуклой стороной), в результате чего давление на выпуклой стороне больше, чем на противоположной (вогнутой) стороне той же лопатки.



Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

# Действительный напор центробежного насоса

На основании уравнения Бернулли там, где в потоке жидкости больше нарастает давление (потенциальная энергия), будет меньше нарастать скорость (кинетическая энергия) и наоборот. Это приводит к увеличению скоростей в зоне вогнутой стороны лопатки и уменьшению скоростей в зоне выпуклой стороны лопатки, в результате чего получим распределение скоростей, показанное на рис. канал III.



Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

# Действительный напор центробежного насоса

Указанная неравномерность скоростей в каналах колеса несколько изменяет картину скоростей на входе и выходе из колеса.

Под влиянием относительного вихря абсолютная скорость  $u$  выхода несколько отклоняется в направлении против вращения колеса и уменьшается по величине. В соответствии с этим меняются стороны и углы  $\alpha_2$  и  $\beta_2$  треугольника скоростей  $u$  выхода из колеса.

Таким образом, действительная величина абсолютной скорости  $c'_2$  получается меньше  $c_2$ , угол наклона лопаток  $\beta'_2 < \beta_2$ , а угол  $\alpha'_2$  увеличивается относительно  $\alpha_2$ .

# Действительный напор центробежного насоса

Следовательно, при конечном числе лопаток действительный напор создаваемый насосом будет меньше теоретического напора.

При этом основное уравнение Эйлера примет вид:

$$H_{\delta} = \eta_{\Gamma} \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Так как измерить величины  $c'_2$  и  $a'_2$  не представляется возможным, то в уравнение вводят поправочный коэффициент  $k$ , определяемый опытным путем для насоса каждого типа в зависимости от числа и формы лопаток, а также формы направляющих аппаратов.

# Действительный напор центробежного насоса

Тогда выражение для действительного напора, развиваемого колесом с конечным числом лопаток, примет вид:

$$H_{\delta} = k \eta_{\Gamma} \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}$$

$k$  – коэффициент, определяемый опытным путем для каждого насоса в зависимости от числа и формы лопаток

# Действительный напор центробежного насоса

На практике, пользуются следующей зависимостью

$$H_d = K D_2^2 n^2$$

$D_2$  – внешний диаметр рабочего колеса

$n$  – частота вращения вала насоса в об/мин

$K$  – коэффициент, зависящий от геометрии колеса ( коэффициент, зависящий от углов  $\alpha_2, \beta_2$  и коэффициента  $k$ , учитывающего конечное число лопаток)

# Подача центробежного насоса

# Подача центробежного насоса

Основой для подачи центробежного насоса может служить известное уравнение расхода жидкости:

$$Q = F v$$

# Подача центробежного насоса

Площадь живого сечения колеса на внешней окружности можно выразить:

$$F = \lambda \pi D_2 b_2$$

где  $\lambda$  – коэффициент стеснения потока жидкости, учитывающий площади, занимаемые концами лопаток.

Этот коэффициент в зависимости от числа и толщины лопаток находится в пределах 0,92. ..0,95.

# Подача центробежного насоса

С учетом того, что

$$F = \lambda \pi D_2 b_2$$

и

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

после преобразований получим:

$$Q_T = \lambda \frac{\pi^2}{60} D_2^2 b_2 n \psi$$

где  $\psi = 0,09..0,13$  – коэффициент, зависящий от углов  $\alpha_2$  и  $\beta_2$ .

*Таким образом, подача центробежного насоса пропорциональна квадрату внешнего диаметра колеса, ширине его, числу оборотов и коэффициенту  $\psi$  зависящему от изменения углов  $\alpha_2$  и  $\beta_2$ .*

# Подача центробежного насоса

Действительная подача насоса несколько меньше теоретической

$$Q = \eta_o Q_T$$

$\eta_o = 0,92 \dots 0,98$  – коэффициент утечки или объемный КПД, учитывающий щелевые потери жидкости через зазор между колесом и корпусом.

Окончательно получаем:

$$Q_T = 0,164 \lambda \psi \eta_o D_2^2 b_2 n$$

# Мощность и КПД насоса

# Мощность и КПД насоса

Полезная мощность лопастного насоса равна

$$N_n = P Q = H g \rho Q$$

где  $H$  – действительный напор;  $Q$  – действительная подача лопастного насоса.

Мощность, потребляемая лопастным насосом:

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{H g \rho Q}{\eta}$$

# Мощность и КПД насоса

**Потери мощности** в лопастном насосе слагаются из механических потерь, потерь на дисковое трение, объемных и гидравлических потерь:

$$\eta = \eta_M \eta_D \eta_O \eta_G$$

# Мощность и КПД насоса

*Механические потери* мощности происходят в местах трения - в опорах (радиальных и осевых), у ступиц рабочих колес, в уплотнениях насоса и зависят от конкретной конструкции, типоразмера и качества изготовления узла в котором происходит трение.

Механический КПД лопастных насосов изменяется в пределах

$$\eta_M = 0,9..0,98$$

# Мощность и КПД насоса

*Потери мощности* на дисковое трение происходят в результате взаимодействия потока жидкости с внешними поверхностями дисков рабочих колес, а также разгрузочной пяты.

Дисковый КПД лопастных насосов изменяется в пределах

$$\eta_D = 0,85..0,95$$

# Мощность и КПД насоса

*Объемные потери* мощности обусловлены утечками через уплотнения рабочего колеса в уплотнениях вала насоса, в разгрузочной пяте и т.д.

$$\eta_o = 0,92..0,98$$

*Гидравлические потери* мощности происходят в результате преодоления сопротивлений в подводе, рабочем колесе и отводе при движении жидкости через насос. Гидравлический КПД лопастных насосов изменяется в пределах

$$\eta_{\Gamma} = 0,7..0,95$$

# Мощность и КПД насоса

Таким образом, *КПД лопастных насосов*, с учетом рассмотренных выше механического, дискового, объемного и гидравлического КПД изменяется в пределах

$$\eta = 0,45..0,86$$

**Максимальное значение КПД** достигает 0,89 у наиболее мощных нефтяных центробежных магистральных насосов.

# **Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов**

## Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов

Зачастую приходится испытывать насос при числе оборотов, отличном от нормального. Поэтому необходимо знать, как изменится подача напор и мощность при изменении числа оборотов.

Полученная ранее формула для расчета напора

$$H_{Д} = K D_2^2 n^2$$

# Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов

При изменении частоты вращения имеем:

$$\frac{H_{Д}}{H_{Д}} = \frac{K D_2^2 n^2}{K D_2^2 n_1^2} = \frac{n^2}{n_1^2}$$

*т.е. напор, создаваемый насосом, пропорционален квадрату числа оборотов.*

# Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов

Формула для расчета расхода:

$$Q = 0,164 \lambda \psi \eta_o D_2^2 b_2 n$$

При изменении частоты вращения:

$$\frac{Q}{Q} = \frac{0,164 \lambda \psi \eta_o D_2^2 b_2 n}{0,164 \lambda \psi \eta_o D_2^2 b_2 n_1} = \frac{n}{n_1}$$

*т.е. подача пропорциональна числу оборотов.*

# Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов

Мощность

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{H g \rho Q}{\eta}$$

При изменении частоты вращения

$$\frac{N_n}{N_n} = \frac{\frac{H g \rho Q}{\eta}}{\frac{H g \rho Q}{\eta}} = \frac{H Q}{H Q} = \frac{n^2 n}{n_1^2 n_1} = \frac{n^3}{n_1^3}$$

*т.е. при условии  $\eta = const$ , гидравлическая мощность пропорциональна кубу числа оборотов.*

# Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов

Полученные зависимости называют **законом пропорциональности или подобия** и ими широко пользуются для определения параметров насоса при изменении числа оборотов.

# **Явление кавитации и допустимая высота всасывания**

# Явление кавитации и допустимая высота всасывания

Неполадки в центробежных насосах возникают в результате несоблюдения условий входа жидкости в насос.

Если в отдельных областях насоса давление понизится до давления насыщенных паров, то в этих областях начнется вскипание жидкости с образованием в канале воздушных карманов, нарушающих плавность потока. Эти карманы заполняются парами.



# Явление кавитации

*Пузырьки* паров увлекаются движущимся потоком и, попадая в сферу более высокого давления, конденсируются. **Процесс конденсации происходит очень интенсивно.** Частицы жидкости, стремясь заполнить область конденсирующегося пузырька, движутся к его центру с очень большими скоростями.

При завершении процесса конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются, в результате чего кинетическая энергия этих частиц переходит в энергию давления, причем местное повышение давления достигает значительной величины (десятков мегапаскалей).

# Явление кавитации

Описанный процесс сопровождается местными гидравлическими ударами, повторяющимися десятки тысяч раз в секунду. *Это явление называется кавитацией*, которая может возникнуть как в стационарной, так и в движущейся части насоса



# Явление кавитации

Кавитация **сопровождается** сильным шумом, треском, вибрацией насоса, вызывает разрушение металла, понижает напор, производительность и КПД насоса.



# Явление кавитации

Кроме механического разрушения металла, кавитация вызывает его коррозию. Особенно быстро разрушается чугун. Разрушаются и более стойкие металлы - бронза, нержавеющая сталь.

! Поэтому в работе насоса нельзя допускать кавитацию, а высота всасывания должна быть такой, при которой возникновение кавитации невозможно.

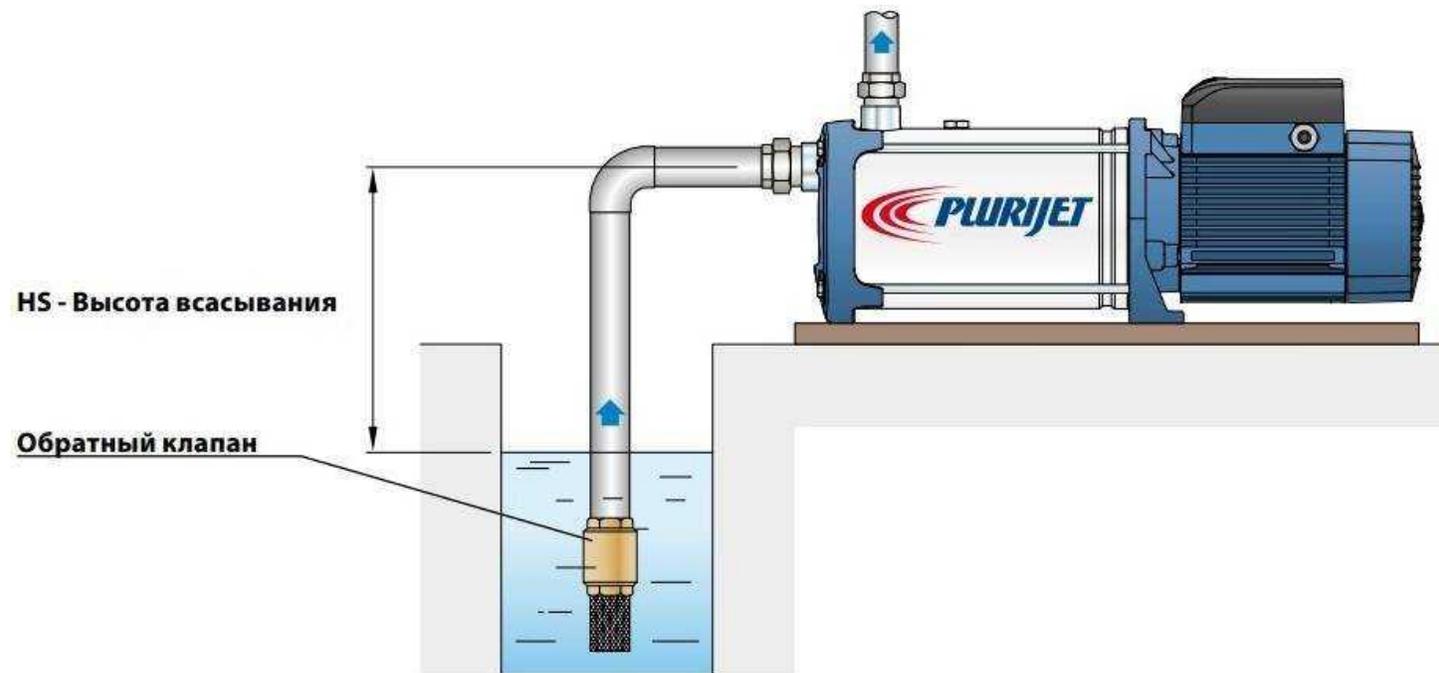


# Явление кавитации

При эксплуатации центробежных насосов кавитация может возникнуть при понижении уровня жидкости во всасывающем резервуаре ниже расчетного, повышении температуры перекачиваемой жидкости, неправильной установке и неправильном монтаже насоса.

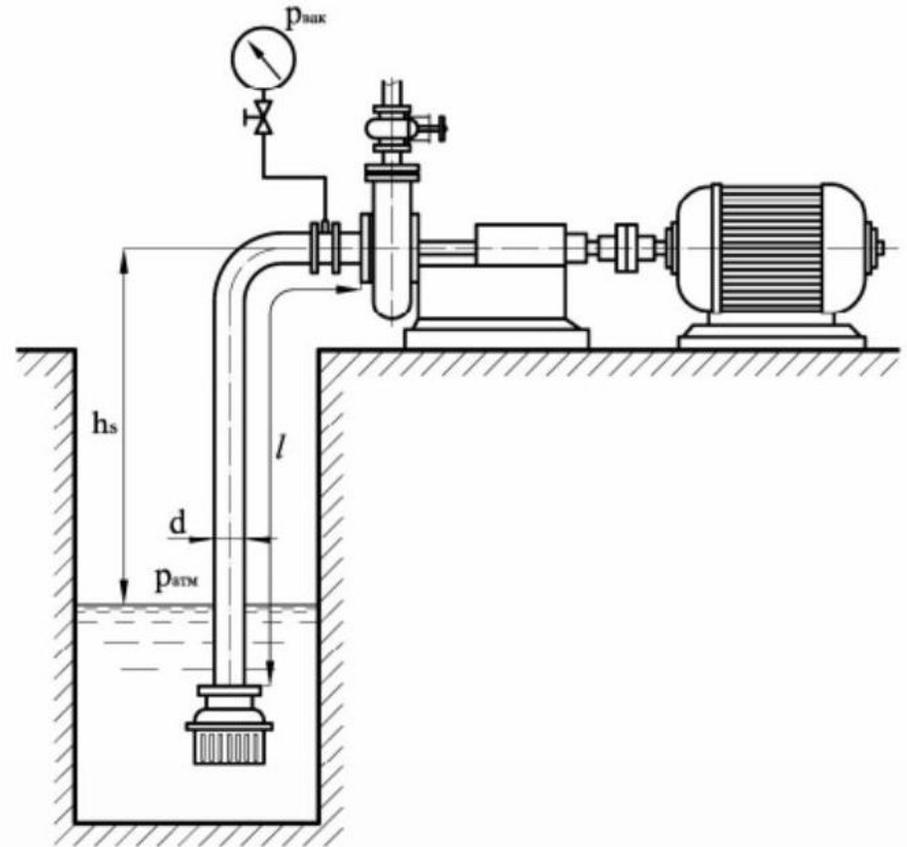
# Допустимая высота всасывания

Высота всасывания определяется расстоянием, отсчитываемым по вертикали от оси колеса насоса до свободного уровня в резервуаре, из которого жидкость откачивается насосом.



# Допустимая высота всасывания

Если уровень жидкости находится ниже оси насоса, то высота всасывания положительна, а если выше оси насоса (подпор), то отрицательна.



# Допустимая высота всасывания

! Высота всасывания центробежного насоса зависит от ряда факторов:

- барометрического давления (с уменьшением этого давления всасывающая способность насоса уменьшается);
- упругости паров перекачиваемой жидкости, зависящей от ее температуры;
- вязкости перекачиваемой жидкости и сопротивления всасывающего трубопровода;
- кавитационного запаса, необходимого для нормальной работы насоса.

# Допустимая высота всасывания

С целью уменьшения потерь во всасывающем трубопроводе уменьшают, по возможности, его длину, делают его более прямым, устанавливают минимальное количество арматуры, избегают воздушных мешков, снижают скорость движения жидкости.

# Явление кавитации

Для практических целей высоту всасывания центробежного насоса (в м) можно определить с достаточной точностью по опытной формуле, предложенной С.С. Рудневым:

$$H_s = H_a - 10 \frac{n \sqrt{Q}}{c_{кр}}^{4/3}$$

$H_a$  - давление на свободную поверхность сверх упругости паров в м ст. жидкости;

$n$  - скорость вращения вала насоса в об/мин;

$Q$  - подача насоса в м<sup>3</sup>/с;

$c_{кр}$  - кавитационный коэффициент, зависящий от быстроходности насоса  $n_s$ .

# Явление кавитации

При перекачке нефтепродуктов, обладающих небольшой вязкостью, явление кавитации несколько ослабляется, так как коэффициент теплопередачи нефтепродуктов, меньший, чем у воды, замедляет процесс парообразования, а наличие в составе нефтепродуктов различных фракций углеводородов с различными точками кипения обуславливает более плавное изменение характеристики насоса.

# Явление кавитации

При перекачке горячих нефтепродуктов жидкость находится под давлением собственных паров ( $H_a = 0$ ). Следовательно

$$H_s = 10 \frac{n \sqrt{Q}}{c_{кр}}^{4/3}$$

т. е. для работы насоса необходимо создать подпор.

# Коэффициент быстроходности

# Коэффициент быстроходности

С целью установления аналогии между рабочими колесами отдельных типов и отнесения их к определенной серии существует понятие **коэффициента быстроходности колес**  $n_s$  .

Он является основной характеристикой, определяющей тип насоса, и влияет на выбор числа ступеней центробежного насоса.

# Коэффициент быстроходности

*Коэффициентом быстроходности колеса* насоса называется число оборотов такого эталонного колеса, которое геометрически подобно рассматриваемому, имеет одинаковые с ним гидравлический и объемный КПД, но создает напор  $H = 1$  м и имеет подачу  $Q = 0,075$  м<sup>3</sup>/с, т.е. развивает гидравлическую мощность 0,736 кВт (1 л.с.).

# Коэффициент быстроходности

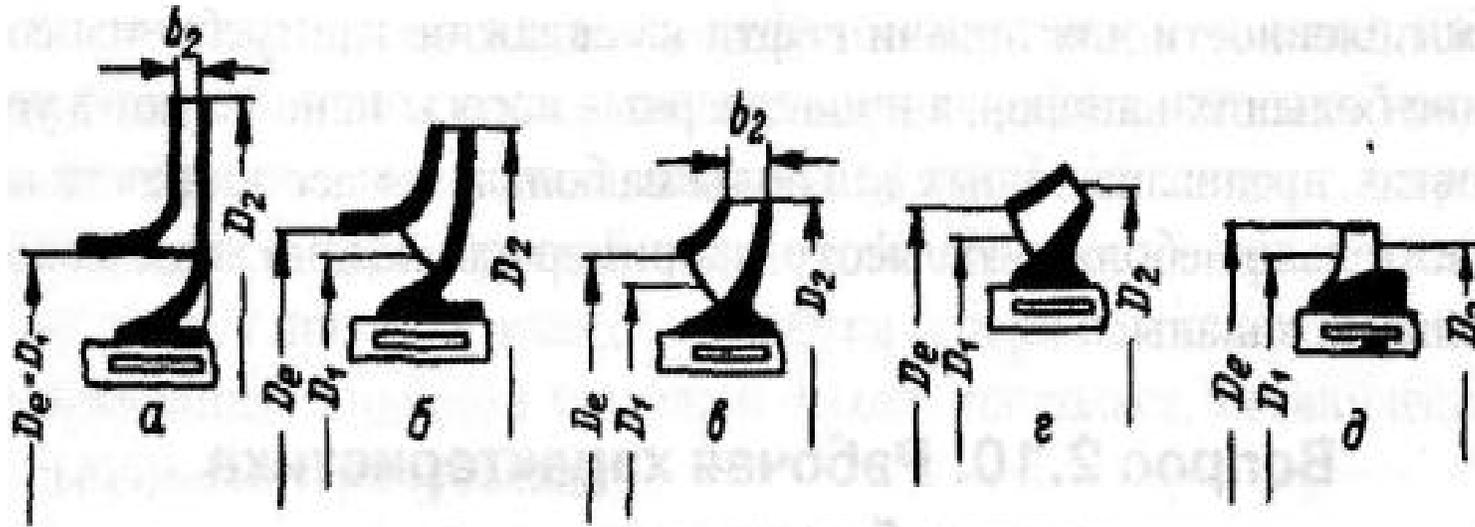
Коэффициент быстроходности определяют из условий геометрического подобия по следующей формуле:

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

***! коэффициент быстроходности - величина, определяющая для оптимального режима тип подобных насосов независимо от размеров и числа оборотов.***

где  $n$  - скорость вращения колеса в об/мин;  
 $Q$  - подача в  $\text{м}^3/\text{с}$  при максимальном КПД;  
 $H$  - напор одного рабочего колеса в м.вод.ст.

# Коэффициент быстроходности



Классификация рабочих колес в зависимости от быстроходности:

- a* - тихоходное колесо центробежного насоса ( $n_s = 50 \dots 80$  и  $\frac{D_2}{D_e} \approx 2,5$ ); *б* - нормальное колесо центробежного насоса ( $n_s = 80 \dots 150$  и  $\frac{D_2}{D_e} \approx 2$ ); *в* - быстроходное колесо центробежного насоса ( $n_s = 150 \dots 300$  и  $\frac{D_2}{D_e} \approx 1,8 \dots 1,4$ ); *г* - колесо диагонального насоса ( $n_s = 300 \dots 600$  и  $\frac{D_2}{D_e} \approx 1,2 \dots 1,1$ ); *д* - колесо пропеллерного насоса ( $n_s = 600 \dots 1200$  и  $\frac{D_2}{D_e} \approx 1,8$ )

# Коэффициент быстроходности

Лопастные насосы в зависимости от  $n_s$  разделяют на три основные группы: *центробежные, диагональные и пропеллерные (осевые)*.

Центробежные насосы при  $n_s < 50$  не применяются, так как КПД таких насосов был бы низким из-за больших потерь на трение при протекании жидкости в узких каналах рабочего колеса.

Это - область применения **поршневых насосов**, имеющих высокий КПД.

# Коэффициент быстроходности

Так как при данных значениях  $Q$  и  $H$  коэффициент быстроходности  $n_s$  пропорционален числу оборотов насоса  $n_s$ , то с увеличением числа оборотов уменьшаются размеры и вес насоса.

# Коэффициент быстроходности

Для получения больших напоров следует увеличивать число оборотов  $n$  данного колеса или увеличивать наружный диаметр колеса  $D_2$  ( $D_e$  - наружный диаметр входного канала колеса).

Величина напора колеса пропорциональна квадрату его диаметра  $D_2$  и квадрату окружной скорости на выходе из колеса.

Для получения больших напоров насосы выполняют многоступенчатыми или применяют последовательное соединение насосов.

# Коэффициент быстроходности

Из формулы

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

*следует, что при заданном числе оборотов  $n$  коэффициент быстроходности  $n_s$  увеличивается с увеличением подачи и уменьшением напора.*

Следовательно, тихоходные колеса служат для создания больших напоров при малой подаче, а быстроходные колеса (диагональные и пропеллерные) дают большую подачу при небольших напорах.

# Коэффициент быстроходности

Поэтому тихоходные насосы *наиболее часто применяют* для водоснабжения и в нефтяной промышленности для подачи нефти из скважин, где требуется создание больших напоров, а пропеллерные насосы используют в установках, предназначенных для подъема больших масс жидкости на сравнительно небольшую высоту, например для подачи воды в оросительные каналы

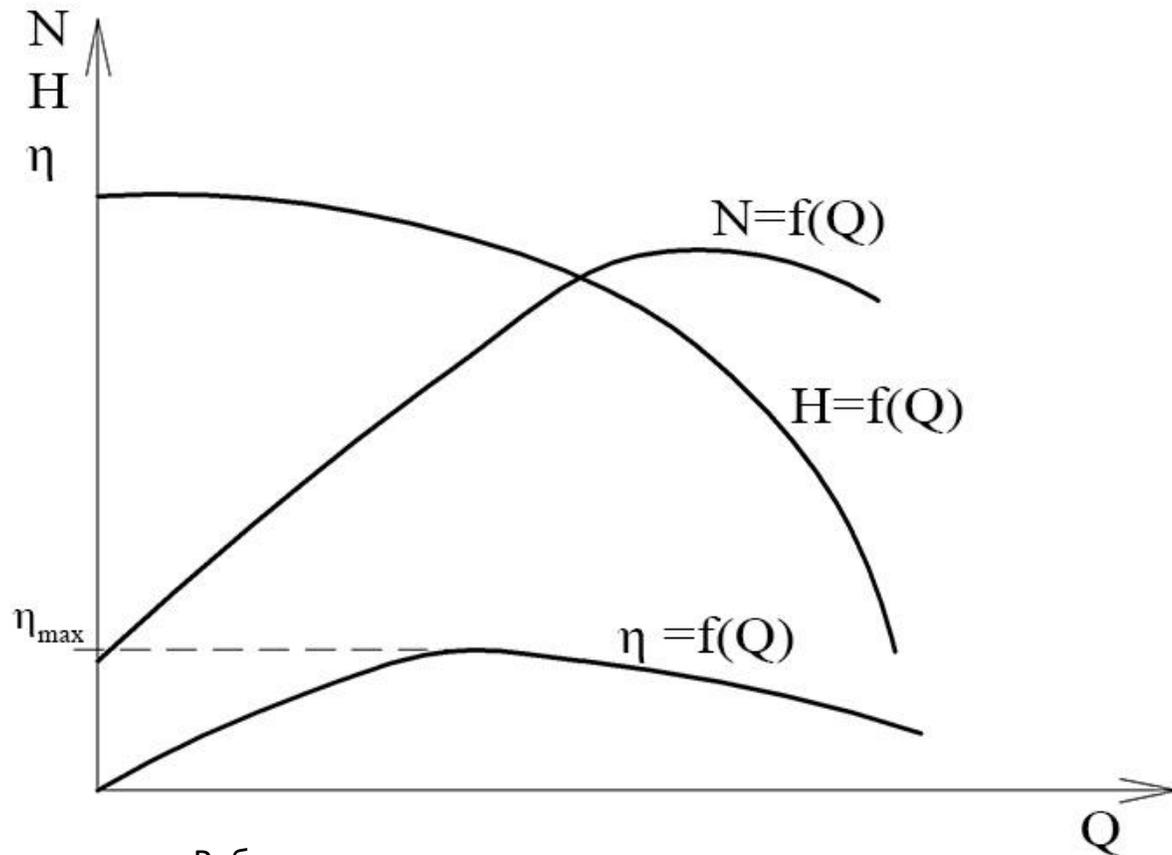
# Рабочая характеристика насоса

# Рабочая характеристика насоса

В характеристике центробежного насоса указано изменение *напора  $H$ , мощности  $N$ , потребляемой насосом, и КПД  $\eta$*  в зависимости от подачи  $Q$  насоса при **неизменной частоте вращения вала.**

# Рабочая характеристика насоса

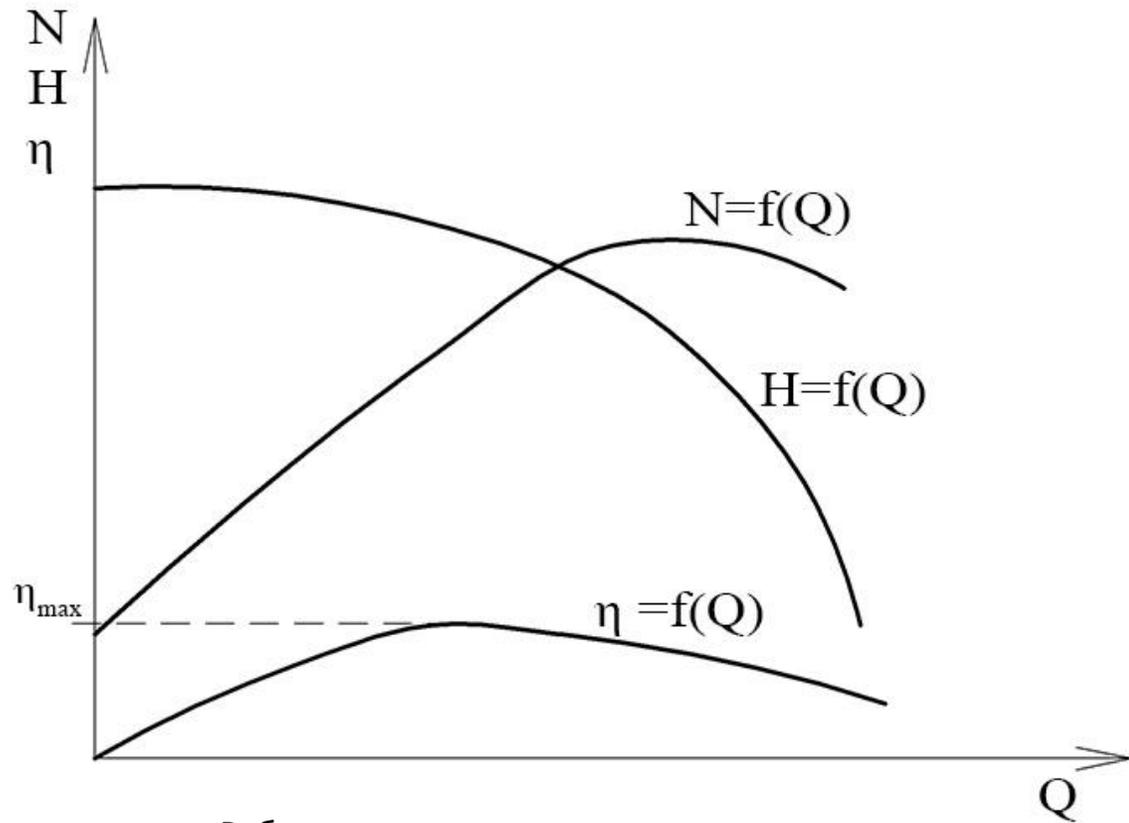
Графики зависимостей напора, мощности, КПД, высоты всасывания от подачи называют **графическими характеристиками насоса**.



Рабочая характеристика насоса

Эти характеристики позволяют определить режим и параметры работы насоса в гидравлической системе, том числе и на этапе проектирования.

# Рабочая характеристика насоса

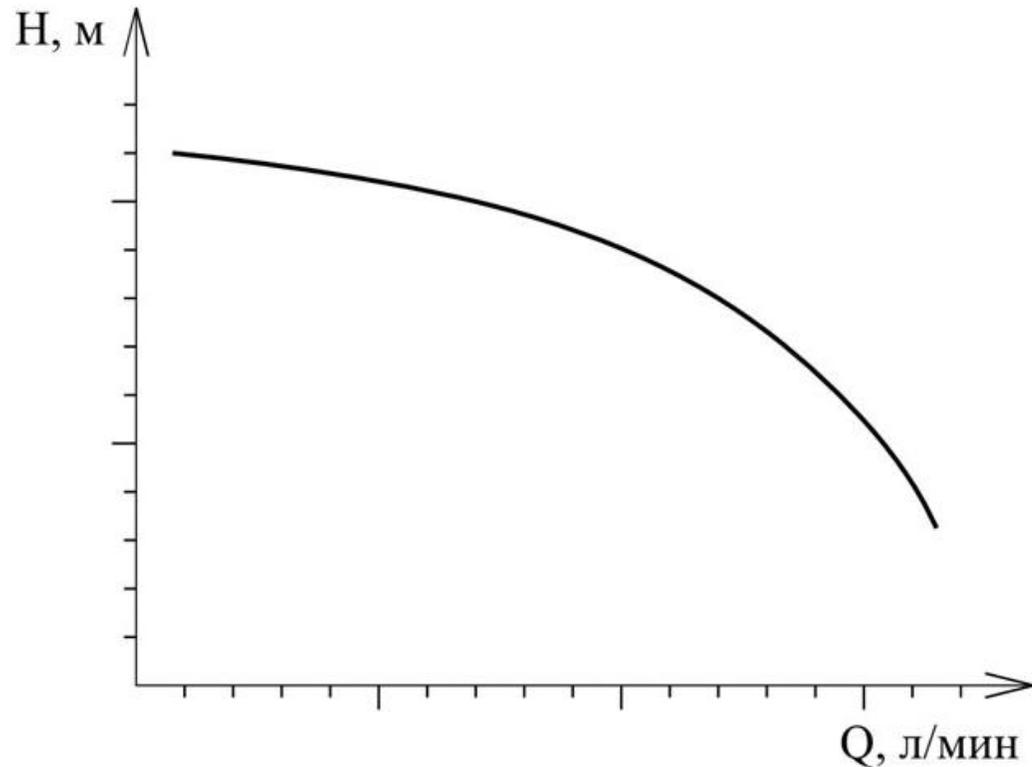


Рабочая характеристика насоса

Характеристики насоса позволяют правильно выбрать насос для конкретной гидравлической системы.

Характеристики насоса изменяются при изменении частоты вращения приводящего вала, соответственно для каждой частоты вращения существует свое семейство характеристик насоса.

# Рабочая характеристика насоса

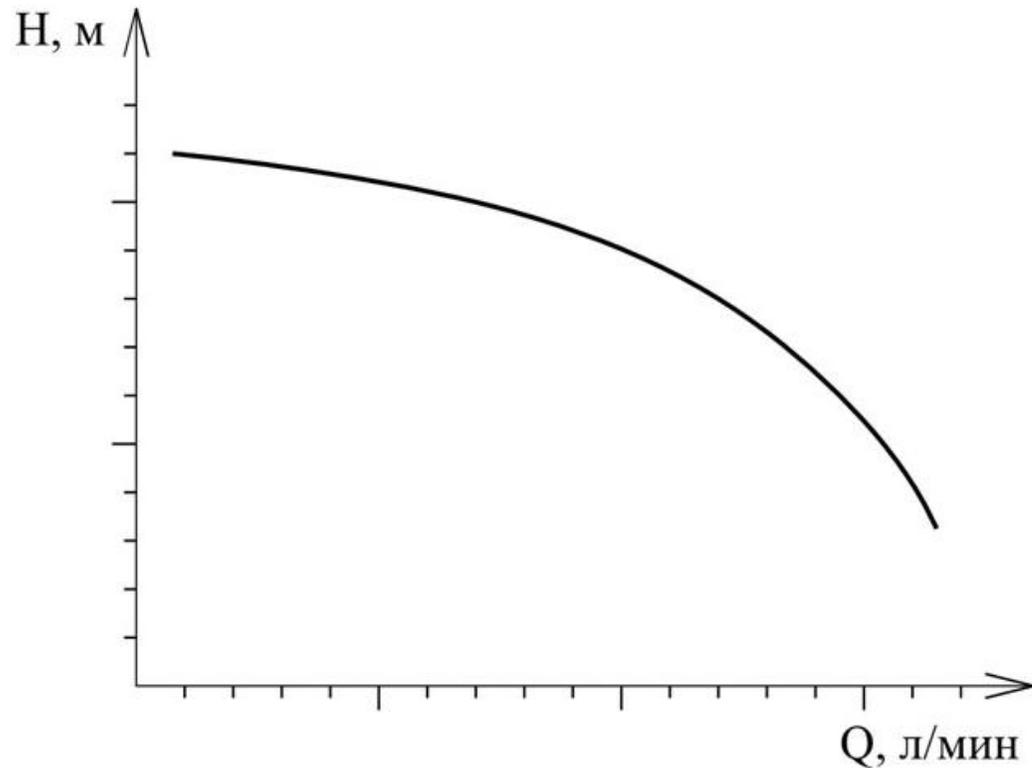


Рабочая характеристика насоса

Наиболее важной и распространенной является напорная (рабочая, основная) характеристика - зависимость напора от расхода.

Эта характеристика может быть рассчитана с помощью теоретических зависимостей или измерена на специальном испытательном стенде.

# Рабочая характеристика насоса



Рабочая характеристика насоса

В паспортах существующих насосов, как правило, приводятся напорные характеристики, для соответствующей частоты вращения вала насоса.

Внешний вид основной характеристики центробежного насоса показан на рисунке.

Как видно по графику характеристики, чем большее сопротивление насос вынужден преодолевать, тем меньшую подачу он может обеспечить. **Максимальный напор насос создает при нулевом расходе.**

# Рабочая характеристика насоса

Как уже указывалось ранее, характеристики позволяют определить параметры насоса в конкретной гидравлической сети.

# Рабочая характеристика насоса

*Но как эти параметры определить?*

# Рабочая характеристика насоса

*Но как эти параметры определить?*

Для это необходимо построить характеристику сети (совокупности трубопроводов, задвижек, и прочих элементов).

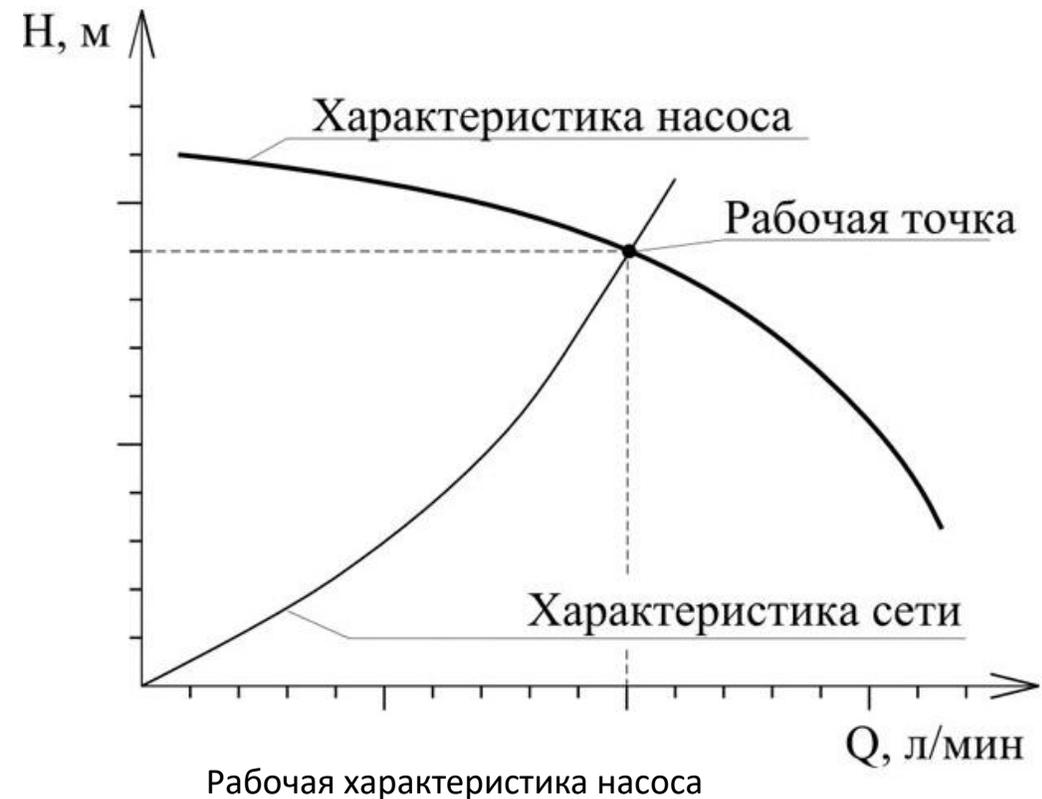
Характеристика сети определяется совокупностью гидравлических потерь, при заданном расходе:

$$h_{nom} = \lambda \frac{l}{d} + \xi \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} + \xi \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g}$$

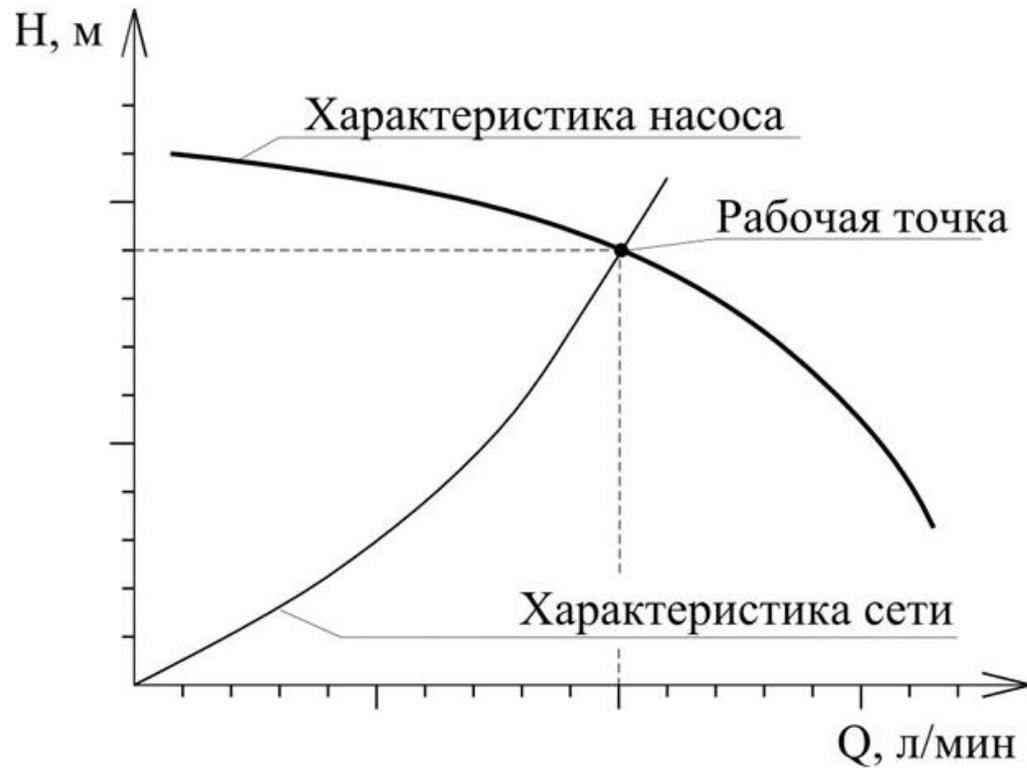
$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  
 $l$  – длина трубопровода;  
 $d$  – внутренний диаметр трубопровода;  
 $v$  – средняя скорость потока;  
 $\xi$  – коэффициент местного сопротивления,

# Рабочая характеристика насоса

Строится характеристика сети следующим образом: задаются расходом и рассчитывают потери в сети и ставят точку на графике, затем создаются следующим расходом и строят новую точку, и так далее.



# Рабочая характеристика насоса



Рабочая характеристика насоса

Для того, чтобы определить расположение рабочей точки нужно нанести характеристики насоса и сети на один и тот же график.

Точка пересечения этих графиков и будет являться рабочей точкой насоса, проецируя ее на оси координат можно определить напор насоса и его подачу при работе в данной трубопроводной системе.

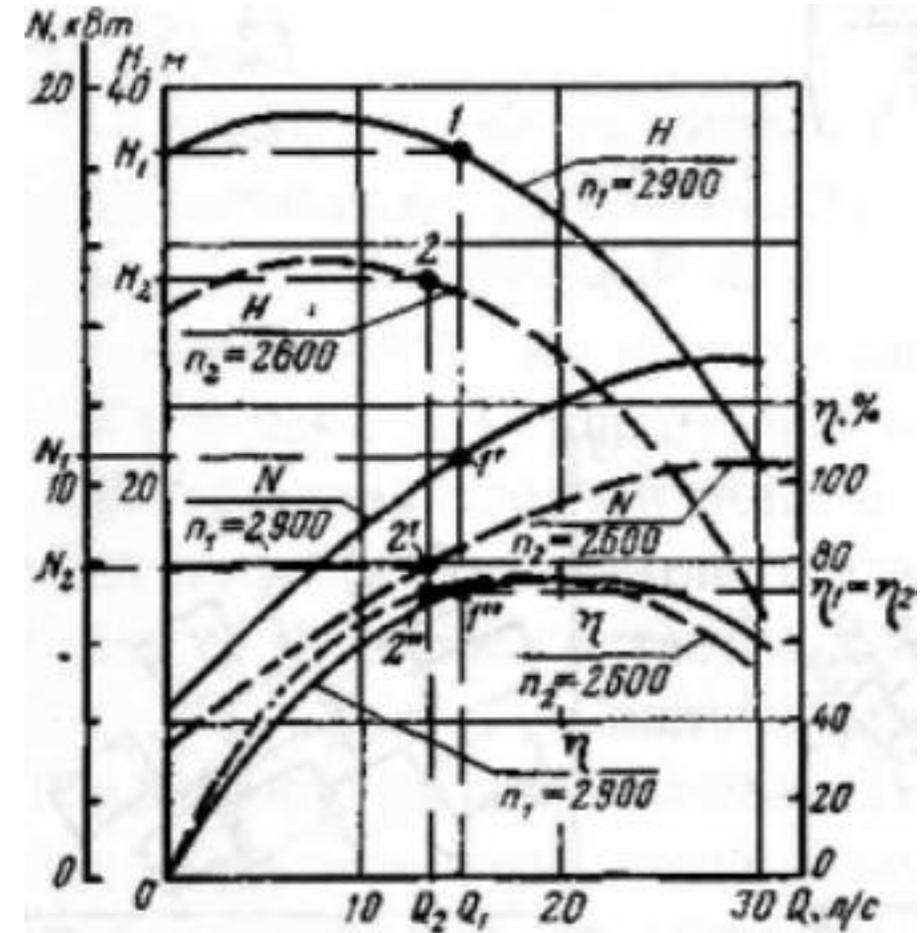
# Универсальная рабочая характеристика насоса

# Универсальная рабочая характеристика насоса

На рис. показаны характеристики насоса при частоте вращения вала 2900 и 2600 об/мин. Подача, напор, мощность рассчитываются по формулам:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad \frac{H_D}{H_{D1}} = \frac{n^2}{n_1^2} \quad \frac{N_n}{N_{n1}} = \frac{n^3}{n_1^3}$$

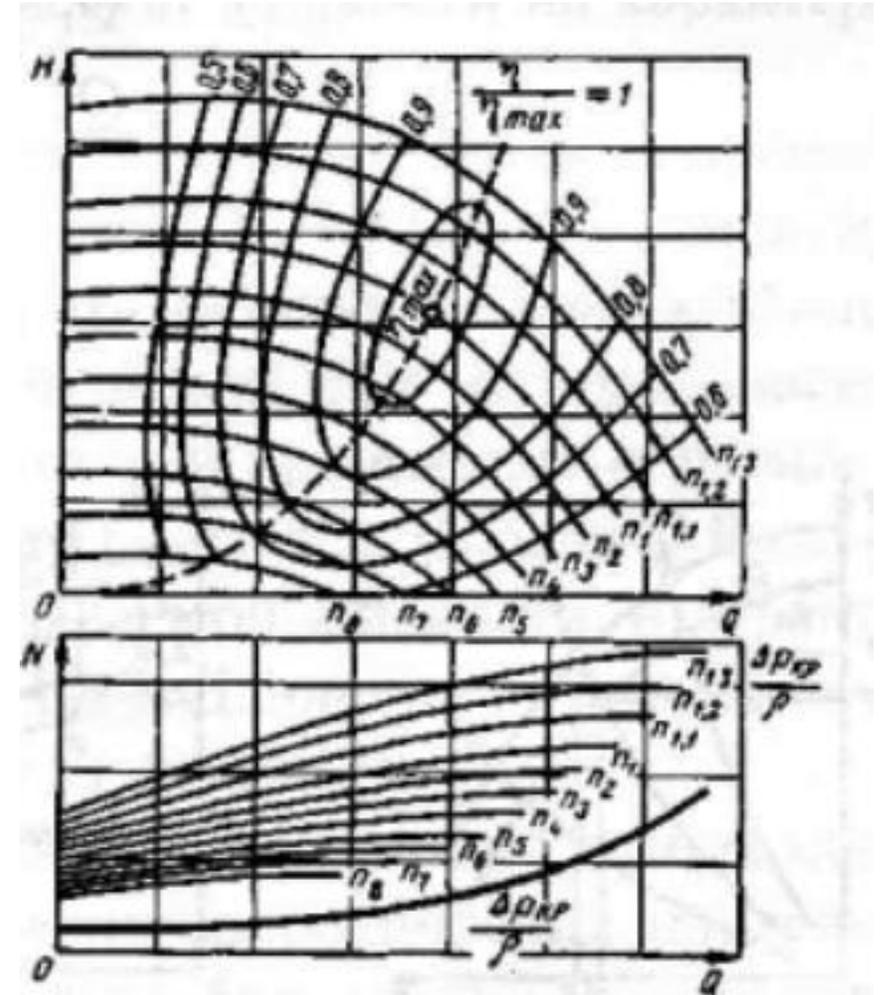
! Необходимо учесть, что при большом снижении частоты вращения колеса КПД насоса уменьшается, так как возрастает доля механических потерь.



# Универсальная рабочая характеристика насоса

Таким же порядком определяются все точки кривых характеристики.

Построив характеристики насоса при нескольких значениях вращения вала и соединив точки равного КПД, получим универсальную характеристику насоса при изменении частоты вращения его вала

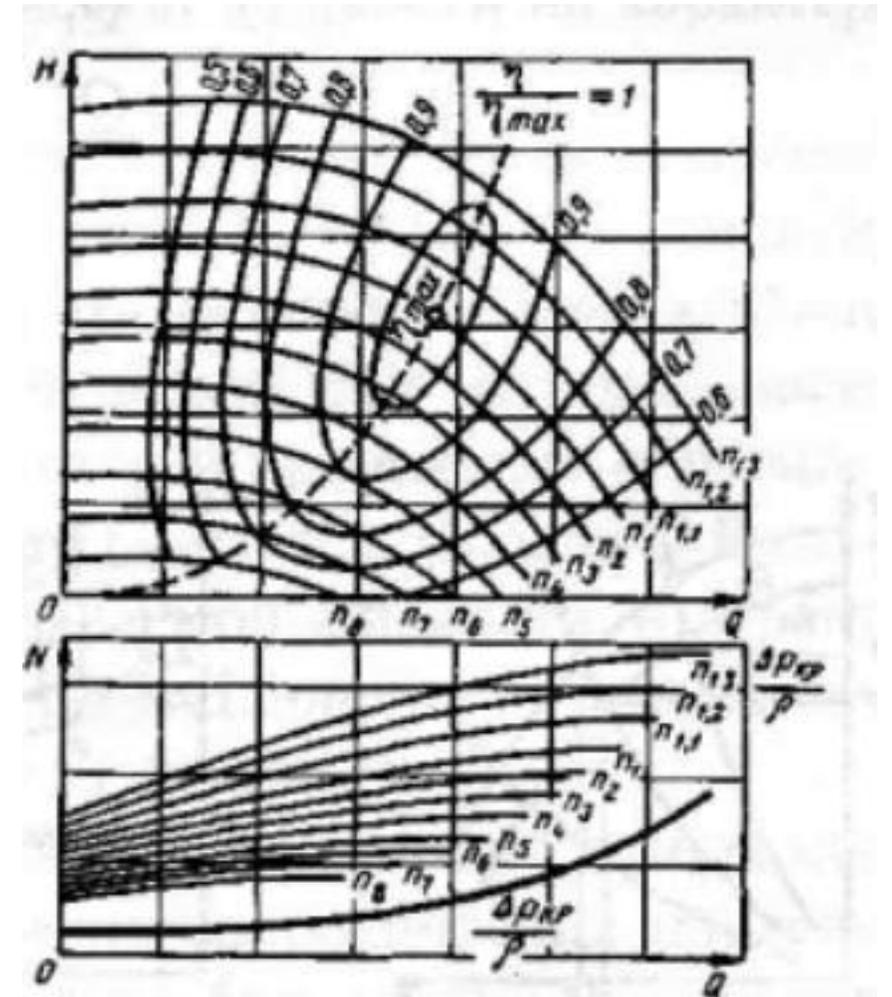


Универсальная рабочая характеристика насоса при изменении частоты вращения его вала

# Универсальная рабочая характеристика насоса

Если при построении универсальной кривой принимались внутренние КПД насоса, то кривые равных КПД представляют собой параболы.

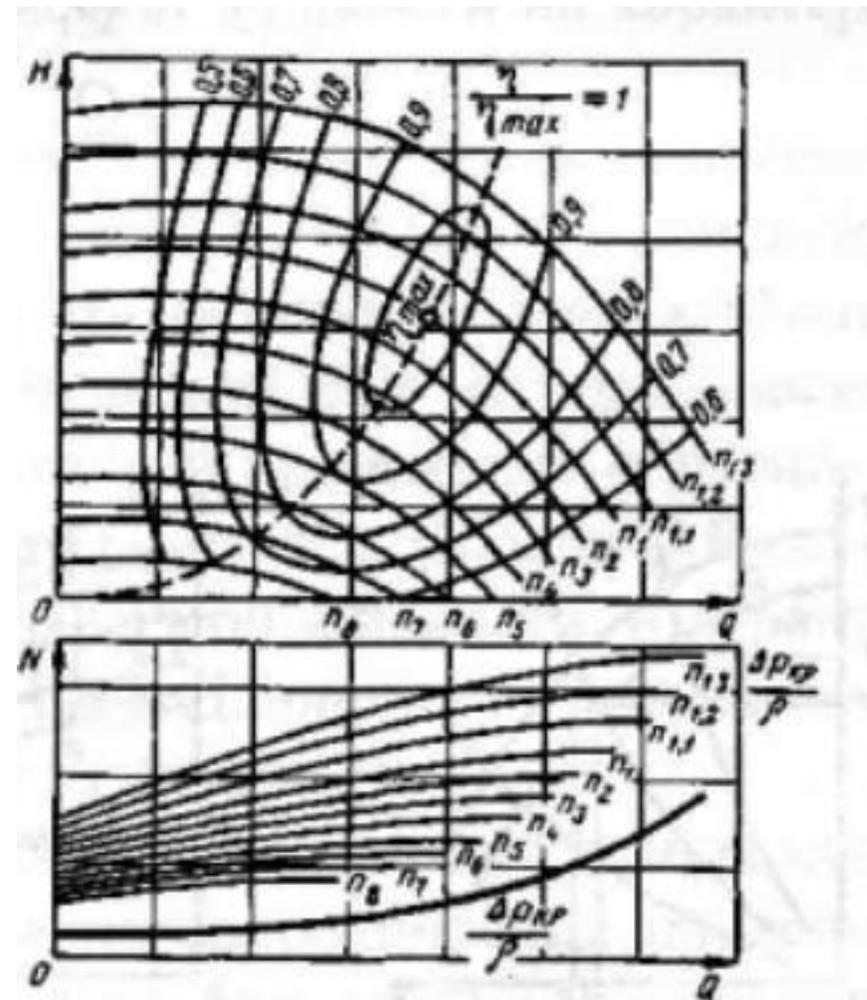
При общем КПД насоса (с учетом механических потерь в сальниках и подшипниках) эти кривые искажаются и не соответствуют форме параболы.



Универсальная рабочая характеристика насоса при изменении частоты вращения его вала

# Универсальная рабочая характеристика насоса

! Универсальная характеристика позволяет по одному графику определить параметры насоса при изменении частоты вращения его вала



Универсальная рабочая характеристика насоса при изменении частоты вращения его вала

# Обточка рабочих колес по диаметру

# Обточка рабочих колес по диаметру

Как мы видели, подача и напор насоса находятся в определенной зависимости от внешнего диаметра рабочего колеса  $D_2$ .

$$Q = 0,164 \lambda \psi \eta_o D_2^2 b_2 n$$

$$H_D = K D_2^2 n^2$$

Поэтому, обточка рабочих колес по диаметру является одним из способов регулирования параметров работы центробежных насосов.

# Обточка рабочих колес по диаметру

Обточка большинства типов колес в небольших пределах мало изменяет выходной угол лопатки и площадь сечения канала между лопатками на выходе. Рекомендуются следующие предельные величины обточки колеса в зависимости от коэффициента быстроходности  $n_s$ :

$n_s$	60	120	200	300	350	>350
$\frac{D_{2_1} - D_{2_2}}{D_{2_1}}$	0,2	0,15	0,11	0,09	0,07	0

# Обточка рабочих колес по диаметру

В этих пределах, можно принять:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_{2_1}^2}{D_{2_2}^2}$$
$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{D_{2_1}^2}{D_{2_2}^2}$$

Опыты показывают, что для режимов работы насоса, удовлетворяющих этим зависимостям, КПД насоса приблизительно одинаков.

Приняв несколько изменений диаметра рабочего колеса насоса, можно построить универсальную характеристику и для обточки колеса

# Обточка рабочих колес по диаметру

По рекомендуемым пределам обточки и границам рабочей области по КПД определяется рабочее поле насоса.

В каталогах иногда дается сводный график рабочих полей насосов (обычно в логарифмических координатах), что значительно облегчает выбор насоса.

# **Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса**

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

Центробежные насосы на нефтяных промыслах применяются для подачи весьма разнообразных по своим физическим показателям жидкостей: сильно минерализованной воды (плотность более  $1000 \text{ кг/м}^3$ ), сырой нефти и некоторых нефтепродуктов (плотность менее  $1000 \text{ кг/м}^3$ ), но при этом с большой вязкостью.

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

Основные технические показатели любого насоса определяются при работе его на воде с плотностью  $1000 \text{ кг/м}^3$  и вязкостью  $0,01 \text{ см}^2/\text{с}$  и вносятся в техническую документацию на насос.

Поэтому при вы-боре и эксплуатации центробежного насоса необходимо учитывать влияние плотности и вязкости подаваемой жидкости на характеристику насоса.

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

Полезная мощность насоса и потери мощности (за исключением механических потерь в сальниках и опорах) изменяются с изменением плотности подаваемой жидкости.

*С уменьшением* плотности жидкости уменьшается полезная мощность, вследствие чего уменьшается и КПД насоса.

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

С увеличением плотности происходит обратное - увеличиваются полезная мощность и КПД насоса.

Подача  $Q$  и напор  $H$  насоса не зависят от плотности подаваемой жидкости, и характеристика  $Q-H$  насоса остается неизменной.

**Давление насоса изменяется прямо пропорционально плотности жидкости.**

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

Изменение вязкости жидкости влияет в основном на потери мощности, на дисковое трение и гидравлические сопротивления движению потока жидкости и оказывает значительно большее по сравнению с плотностью жидкости влияние на потери мощности.

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

При подаче вяз-кой сырой нефти и нефтепродуктов потери мощности насоса резко увеличиваются, и КПД насоса уменьшается, несмотря на увеличение объемного КПД в результате уменьшения объемных потерь.

При увеличении вязкости подаваемой жидкости уменьшаются напор и подача насоса, и характеристика  $Q-H$  снижается.

# Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

При пересчете технических показателей насоса при подаче им воды на подачу более вязкой жидкости используются экспериментальные данные.

Теоретическое решение такой задачи затруднено из-за сложности явлений, происходящих в насосах.

Для анализа экспериментальных данных и пересчета технических показателей насоса Д.Я. Сухановым, Р.И. Шищенко, М.Д. Айзенштейном и другими предложено несколько методов.

## Пересчет технических показателей насоса

Для пересчёта рабочих параметров насоса с воды на вязкую жидкость необходимо наличие рабочей характеристики насоса, полученной при его работе на воде.

Для получения точной рабочей характеристики насоса при его работе на вязкой жидкости следует провести испытания насоса непосредственно на данной жидкости.

## Пересчет технических показателей насоса

**Алгоритм** пересчёта включает следующие этапы:

1. Оценка применимости для конкретного случая.
2. Расчёт параметров насоса при работе на вязкой жидкости при условии, что известны параметры работы насоса на воде.

# Пересчет технических показателей насоса

В большинстве методов используются пересчетные коэффициенты для подачи ( $K_{qV}$ ), напора ( $K_{H_V}$ ) и КПД ( $K_{\eta V}$ ) насоса.

Зная технические показатели насоса при подаче им воды (с индексом «В»), можно определить новые технические показатели при подаче вязкой жидкости (с индексом n) по формулам:

$$Q_V = K_{qV} \cdot Q_B$$

$$H_V = K_{H_V} \cdot H_B$$

$$\eta_V = K_{\eta V} \cdot \eta_B$$

# Работа насоса на одиначный трубопровод

# Работа насоса на одиночный трубопровод

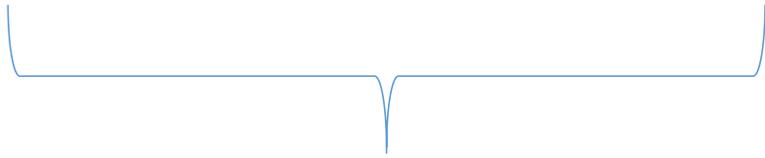
При практическом использовании насосов всегда имеется следующая система:

**подвод жидкости к насосу – насос – нагнетательный трубопровод – потребитель**

Характеристики всех четырех частей системы связаны между собой.

# Работа насоса на одиночный трубопровод

подвод жидкости к насосу – насос – нагнетательный трубопровод – потребитель

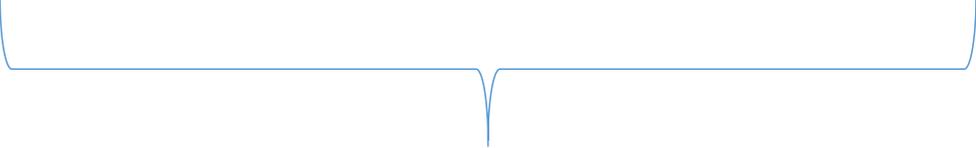


Первая часть системы определяет напор у входа жидкости в насос.

Минимальная ее величина ограничена допустимой высотой всасывания. Жидкость, подводимая к насосу, может иметь и большой напор, например при последовательной работе насосов. Наибольший напор на всасывании ограничивается прочностью узлов насоса. Напор на всасывании насоса может изменяться в зависимости от величины подачи.

# Работа насоса на одиночный трубопровод

подвод жидкости к насосу – насос – нагнетательный трубопровод – потребитель



Напор у выкида насоса будет равен сумме напора у входа в насос и напора, создаваемого насосом. Таким образом, может быть получена характеристика Q-H первых двух частей системы.

# Работа насоса на одиночный трубопровод

подвод жидкости к насосу – насос – нагнетательный трубопровод – потребитель



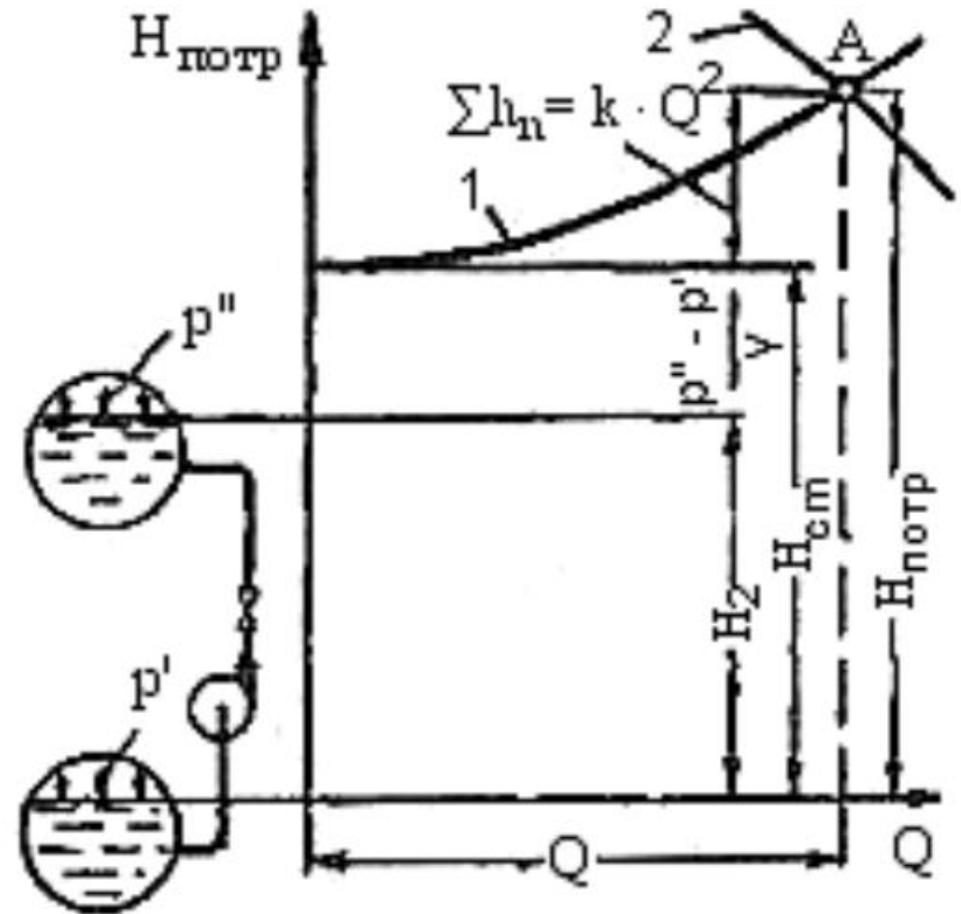
Примем, что нагнетательный трубопровод и потребитель представлены одной характеристикой, полученной суммированием характеристик трубопровода и потребителя.

Эта характеристика зависит от требований потребителя (высоты подъема или необходимого давления жидкости) и от потерь напора в нагнетательном трубопроводе. Последнее растет с увеличением подачи.

Суммарную характеристику нагнетательного трубопровода и потребителя будем далее *условно называть* характеристикой нагнетательного трубопровода.

# Работа насоса на одиночный трубопровод

Наложением характеристики первых двух частей системы на характеристику нагнетательного трубопровода можно найти рабочий режим всей системы.



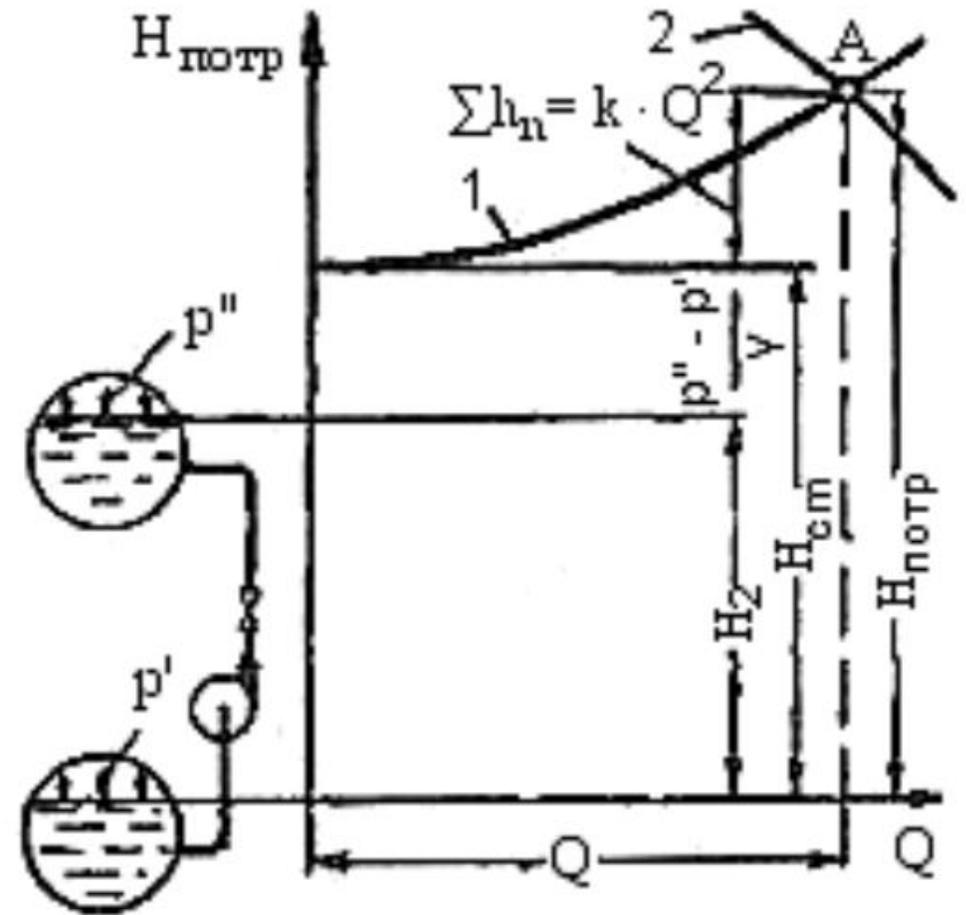
Работа насоса на одиночный трубопровод

# Работа насоса на одиночный трубопровод

На рис. даны суммирующая характеристика приемной и напорной частей системы (**кривая 1**).

Характеристика насоса представлена **кривой 2**.

Пересечение характеристик 1 и 2 (точка **A**) определяет рабочий режим всей системы.

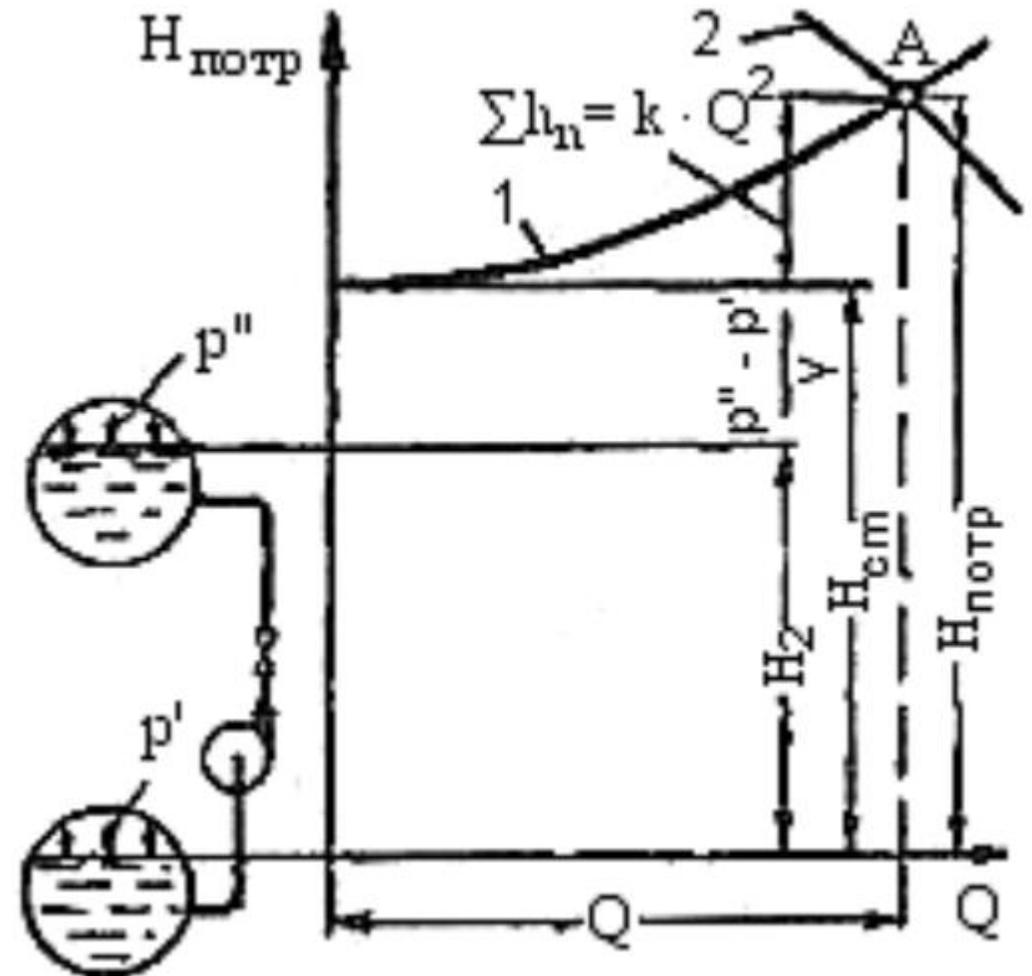


Работа насоса на одиночный трубопровод

# Работа насоса на одиночный трубопровод

Напор на приеме насоса зависит от уровня, с которого поднимается жидкость, и потерь напора в трубопроводе.

**Рабочая точка А** показывает какой напор  $H_{потр}$  должен создать насос для того, чтобы поднять жидкость на высоту  $H_{см}$  и преодолеть при этом гидравлические сопротивления



# Работа насоса на разветвленный трубопровод

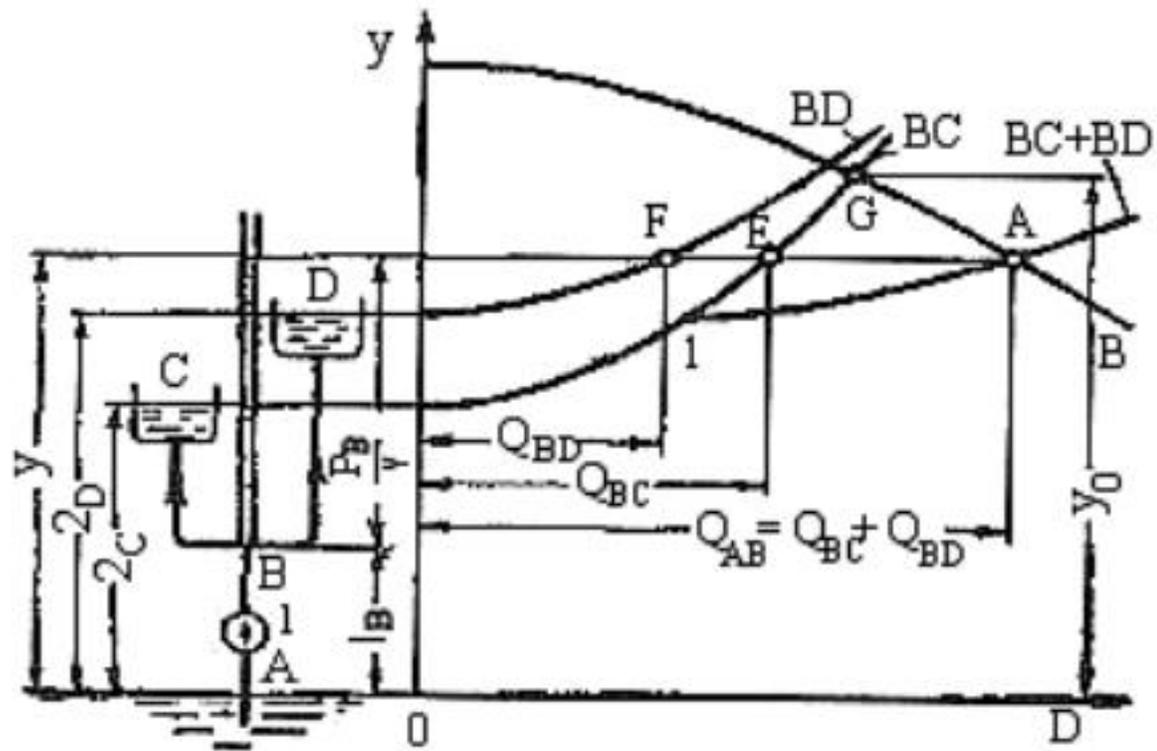
# Работа насоса на разветвленный трубопровод

На практике встречаются случаи, когда насос или насосная станция подают жидкость не одному потребителю, а нескольким по разветвленному трубопроводу.

При этом требования потребителей, протяженность и сечения трубопроводов **различны**.

# Работа насоса на разветвленный трубопровод

На рис. показана схема подачи жидкости одним насосом в два резервуара, находящиеся на разных уровнях.



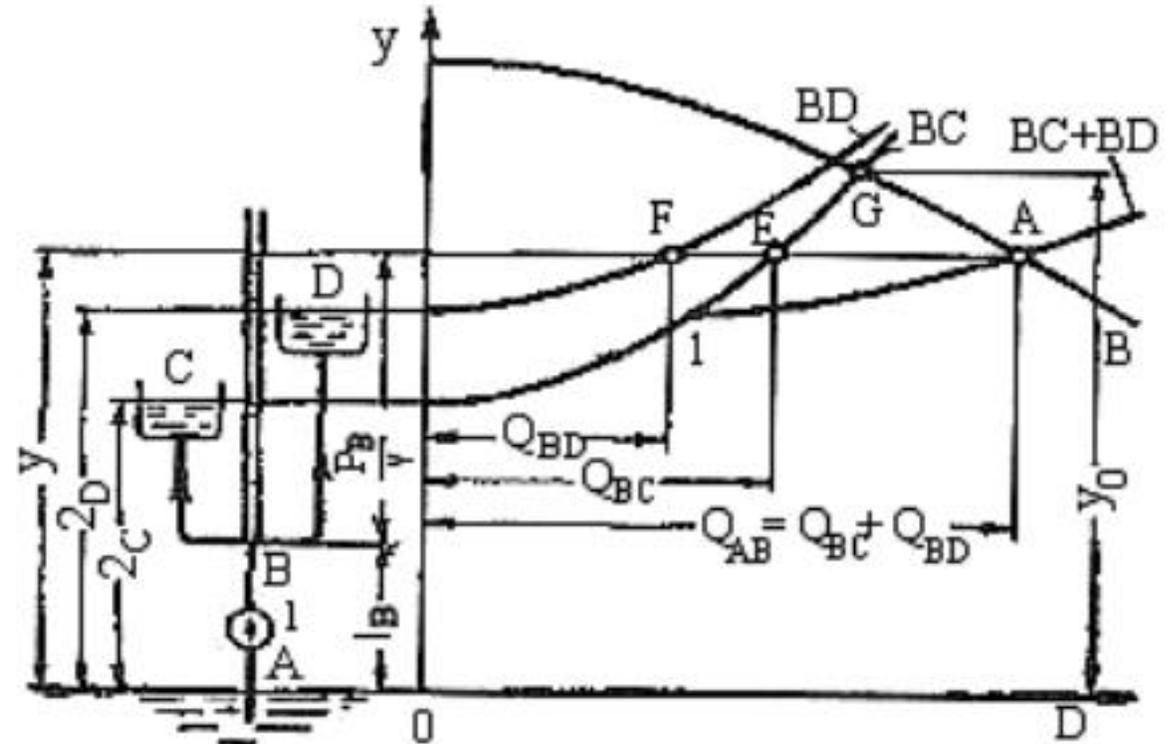
Работа насоса на разветвленный трубопровод



# Работа насоса на разветвленный трубопровод

Пренебрегаем потерями напора в трубопроводе до разветвления точки В.

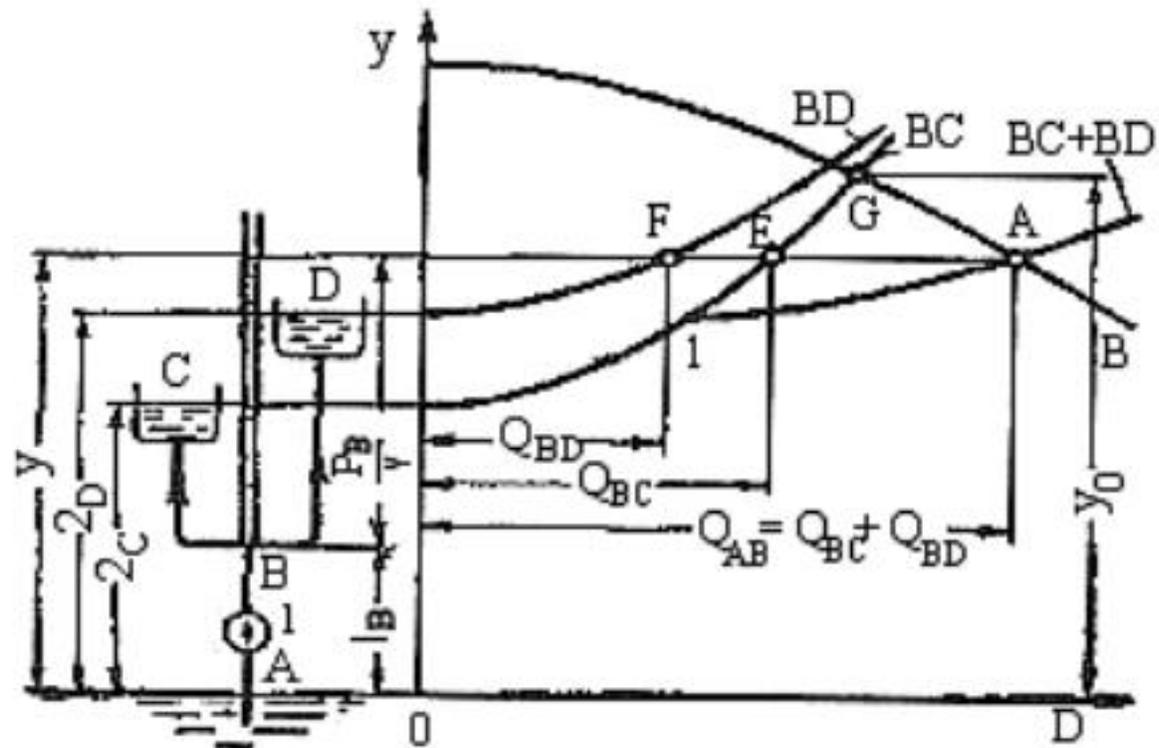
Тогда характеристики трубопроводов ВС и ВD будут представлены соответствующими кривыми, а насоса - кривой В.



Работа насоса на разветвленный трубопровод

# Работа насоса на разветвленный трубопровод

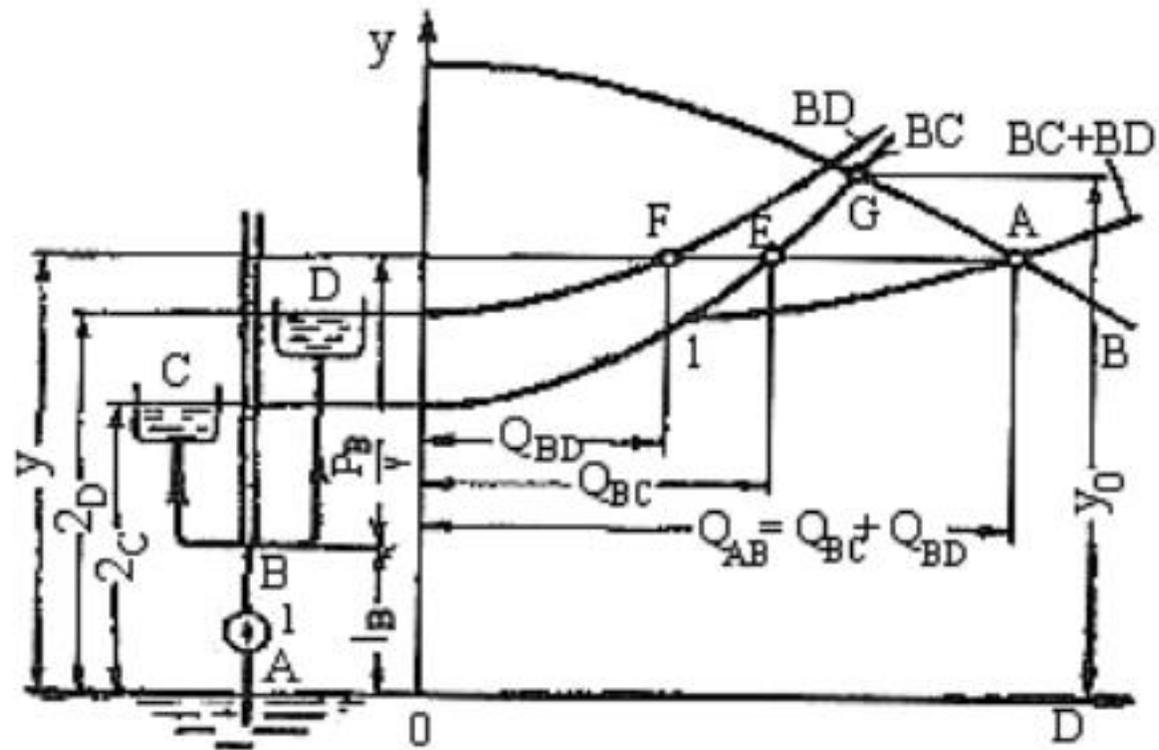
Суммарная характеристика трубопроводов получается сложением абсцисс кривых BC и BD и будет представлена кривой BC + BD (от точки 1 до обозначения BC + BD).



Работа насоса на разветвленный трубопровод

# Работа насоса на разветвленный трубопровод

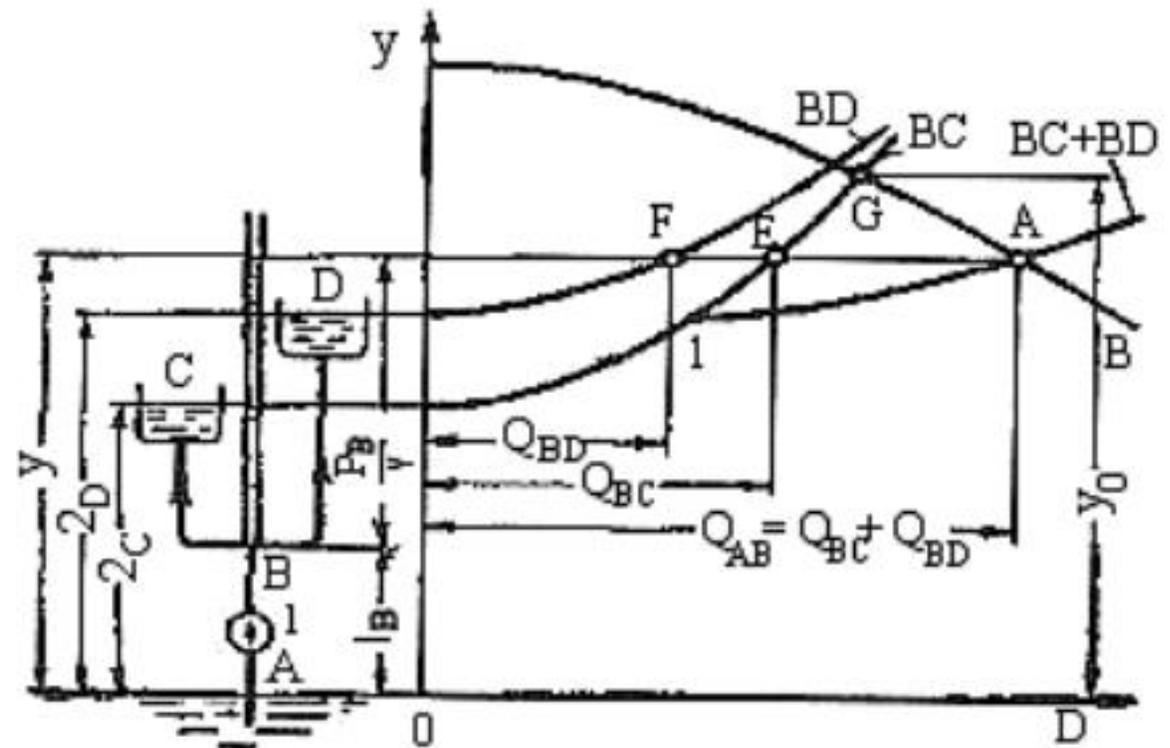
Пересечение этой кривой с характеристикой насоса в **точке А** определяет режим его работы на разветвленный трубопровод.



Работа насоса на разветвленный трубопровод

# Работа насоса на разветвленный трубопровод

При этом общая подача будет равна  $Q_C + Q_D$ , а подача по отдельным ветвям трубопровода определится пересечением горизонтали, проведенной из **точки А**, с характеристиками соответствующих трубопроводов



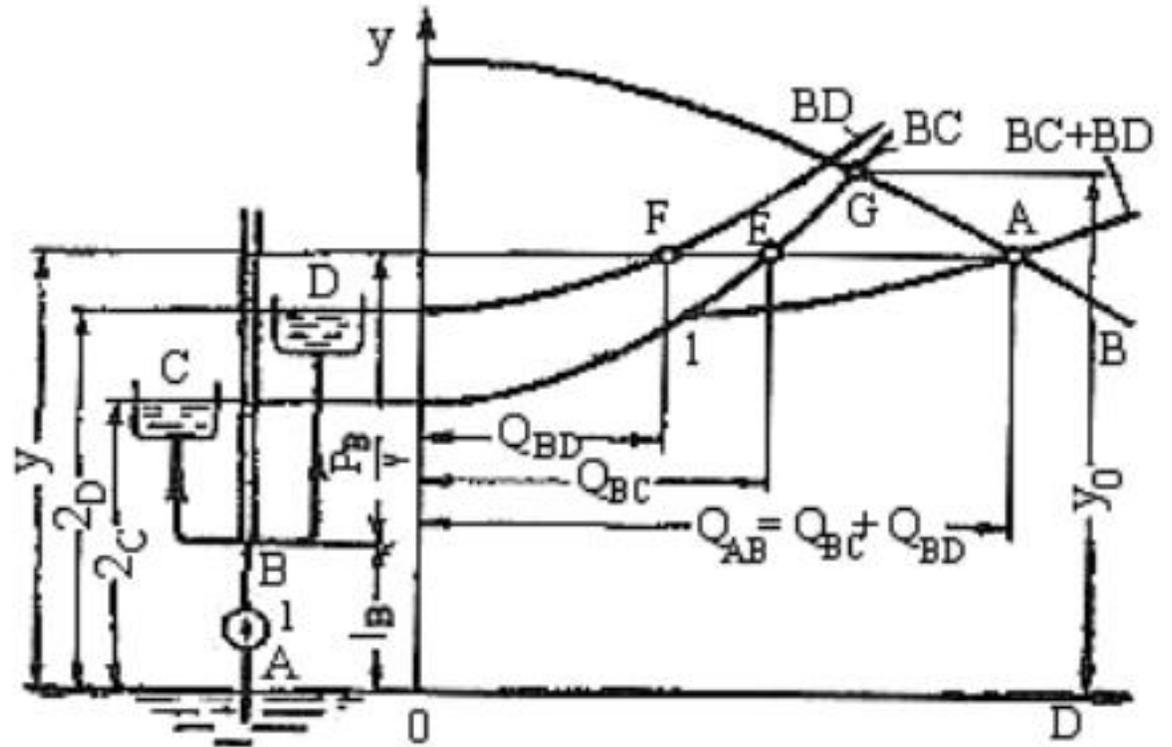
Работа насоса на разветвленный трубопровод



# Работа насоса на разветвленный трубопровод

Возможно, что при оснащении системы насосом его напор будет больше требуемого, и подача насоса может значительно увеличиться.

Насос будет работать не в рекомендуемой области и с подачей, отличной от требуемой. Если насос нельзя заменить, то необходимо отрегулировать его.



Работа насоса на разветвленный трубопровод

# Параллельная работа насосов

# Параллельная работа насосов

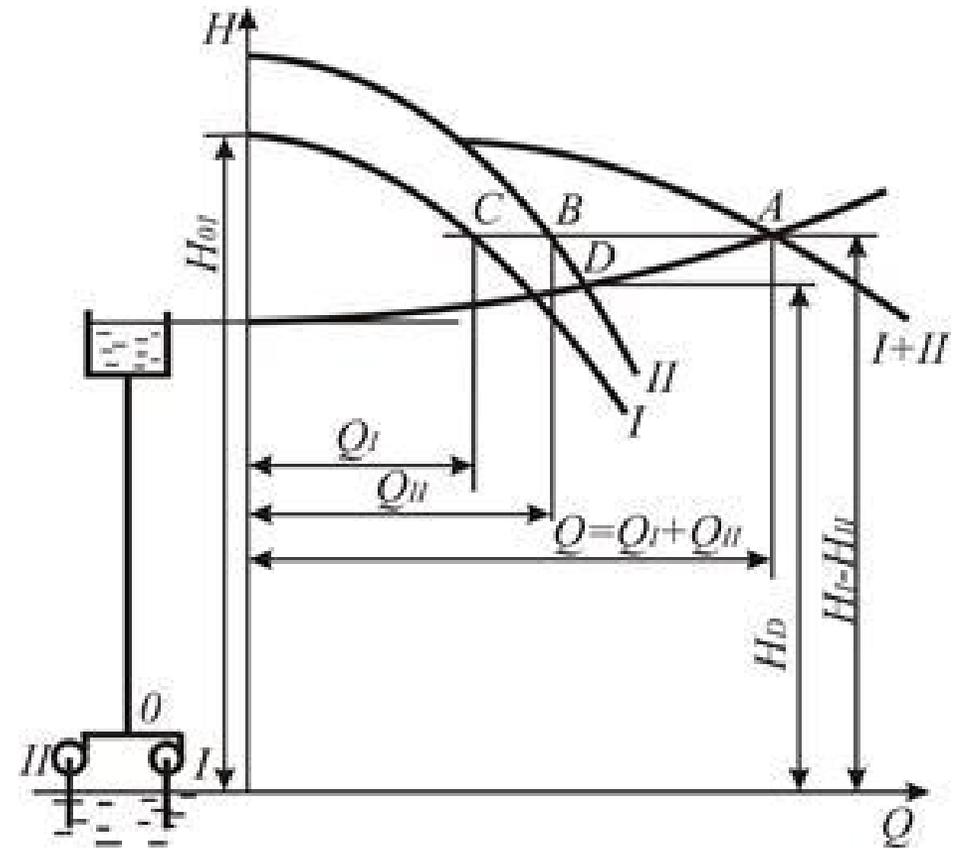
В практике использования насосов на нефтяных промыслах часто появляется необходимость работы нескольких насосов на один нагнетательный трубопровод.

Наиболее часто насосы работают **параллельно** (насосные станции водоподъема, перекачки нефти, нагнетание воды в пласт). Такие насосы обычно устанавливают в одной насосной. Они могут иметь разные характеристики.

# Параллельная работа насосов

Рассмотрим упрощенный случай работы двух насосов, близкий к практическим задачам, когда можно пренебречь сопротивлением всасывающей части системы и напорных трубопроводов до узловой точки  $O$  (рис.).

Насосы и их характеристики имеют индексы  $I$  и  $II$ .



Параллельная работа насосов

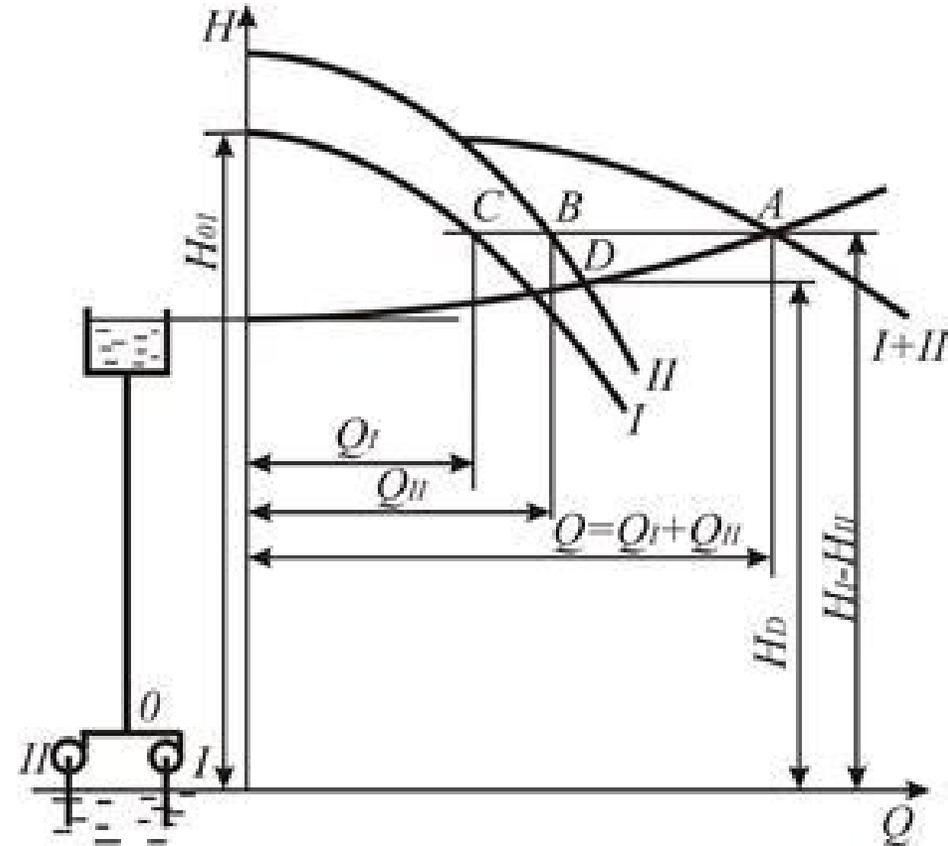


# Параллельная работа насосов

Суммарная характеристика обоих насосов представлена кривой  $I+II$ .

Характеристика нагнетательного трубопровода пересекает суммарную характеристику насосов в **точке А**.

При этом подача будет равна  $Q = Q_I + Q_{II}$ , а напор  $H_I = H_{II}$ .



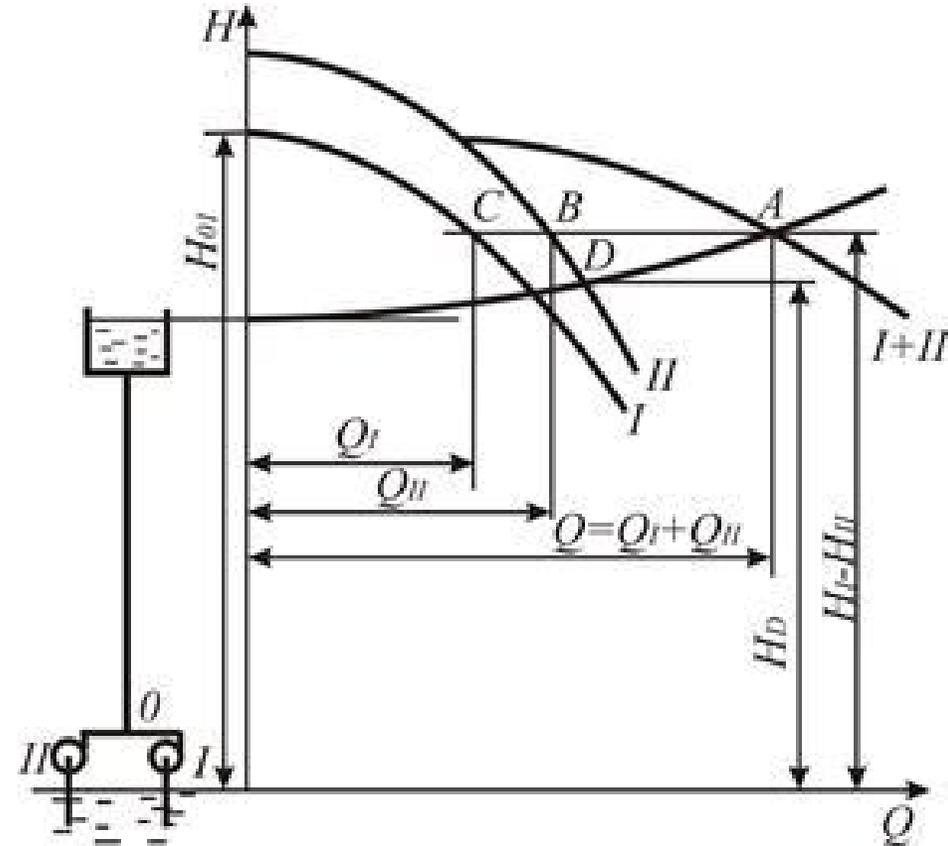
Параллельная работа насосов



# Параллельная работа насосов

Тогда насос II будет нагнетать жидкость через насос I в сторону его приема.

Такая работа возможна, например, при возрастании давления в нагнетательном трубопроводе III и в случае запуска одного из насосов при открытой задвижке на его выкиде и при работающем втором насосе.



Параллельная работа насосов

# Параллельная работа насосов

Поэтому необходимо для параллельной работы подбирать насосы так , чтобы рабочий напор не превышал напора при нулевой подаче одного из насосов.

! Рекомендуется подбирать насосы для параллельной работы с возможно близкими напорами при нулевой подаче.

*Для предотвращения перекачки жидкости одним насосом через другие необходимо у выкидов насосов устанавливать обратные клапаны*

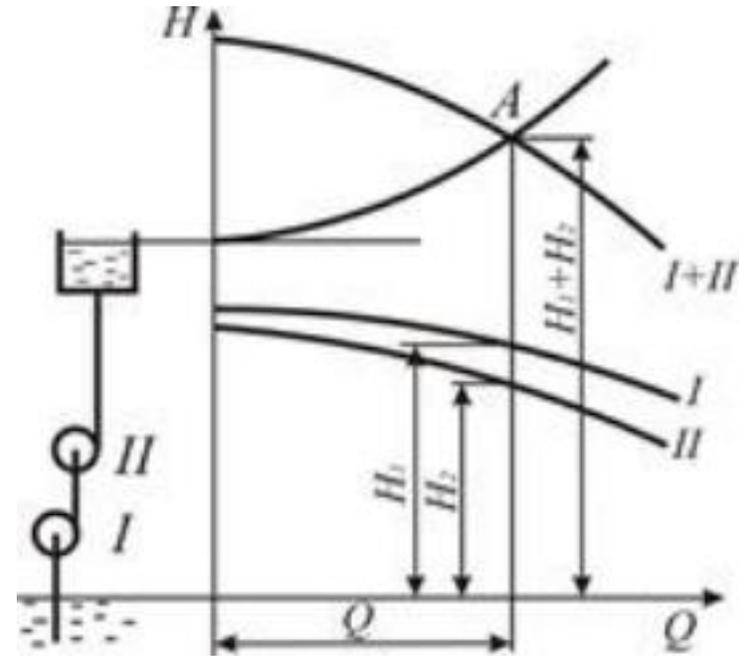
# Последовательная работа насосов

# Последовательная работа насосов

Последовательная работа насосов применяется при необходимости увеличить напор жидкости, подаваемой в нагнетательный трубопровод.

При этом первый насос подает жидкость на прием второго насоса.

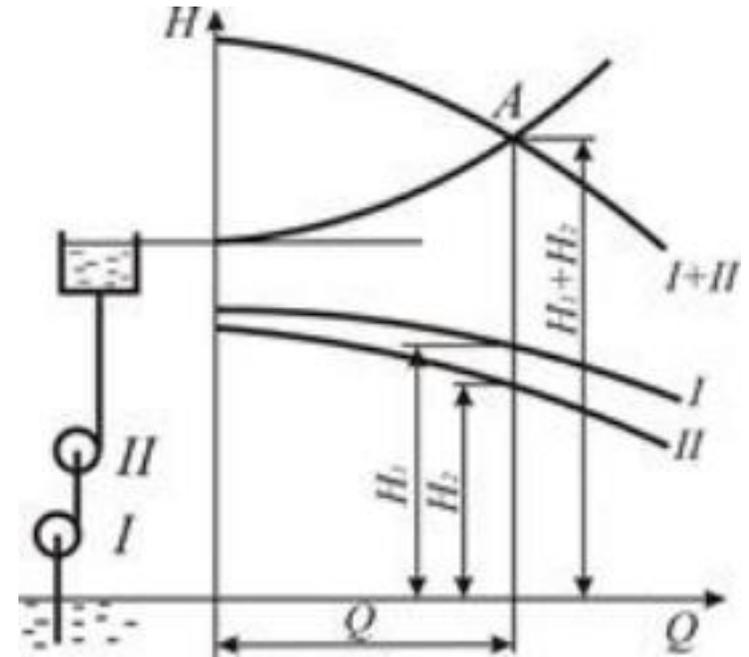
Второй насос нагнетает ее в трубопровод.



Последовательная работа насосов

# Последовательная работа насосов

Таким образом, через оба насоса проходит одинаковое количество жидкости  $Q$ , которая подается в нагнетательный трубопровод с напором, равным сумме напоров насосов I и II.



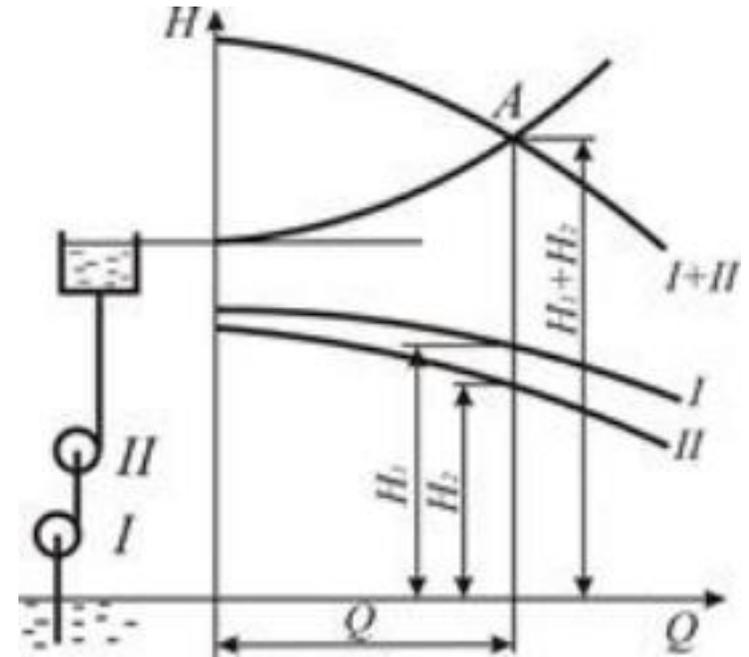
Последовательная работа насосов

# Последовательная работа насосов

Суммарная характеристика двух насосов представлена кривой I + II, характеристика нагнетательного трубопровода - кривой III.

Эти кривые пересекаются в точке A, являющейся рабочей точкой системы.

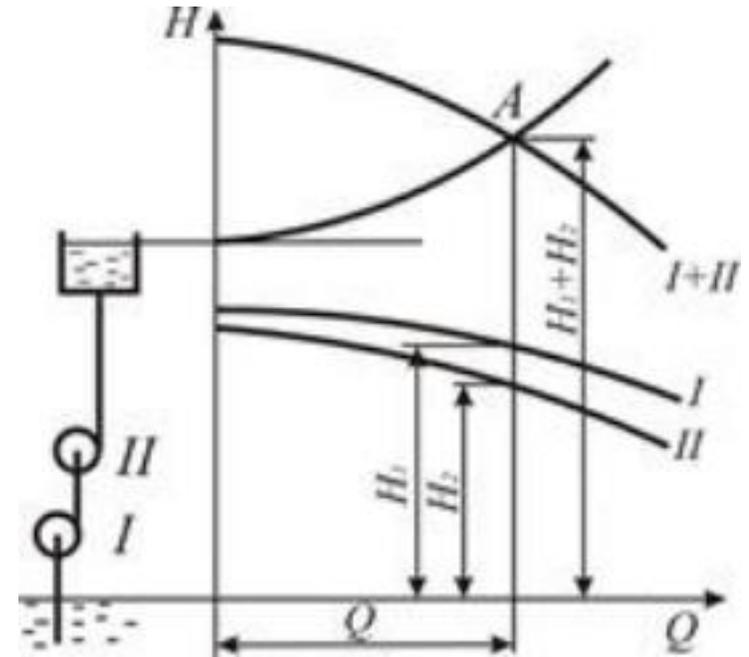
Режимы работы насосов I и II пересекаются точками C и B.



Последовательная работа насосов

# Последовательная работа насосов

! При *последовательной* работе насосов подача первого насоса должна быть равной подаче второго или несколько большей (в пределах рабочей области второго насоса), а *напор в начале нагнетательного трубопровода должен быть допустимым для второго насоса по условию сохранения его прочности.*



Последовательная работа насосов

# Регулирование рабочего режима насоса

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

При *подборе насоса очень важно*, чтобы рабочая точка находилась в зоне максимального КПД.

В противном случае потребляемая мощность может быть необоснованно завышенной

Кроме того, иногда нет необходимости выбирать насос, соответствующий оптимальной рабочей точке, так как требования системы постоянно меняются или с течением времени меняется характеристика системы.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

Поэтому лучшим вариантом может быть регулирование параметров насоса таким образом, чтобы они обеспечивали эксплуатационные потребности системы.

Регулирование параметров работы центробежного насоса можно осуществить при постоянном или измененном числе оборотов ротора.

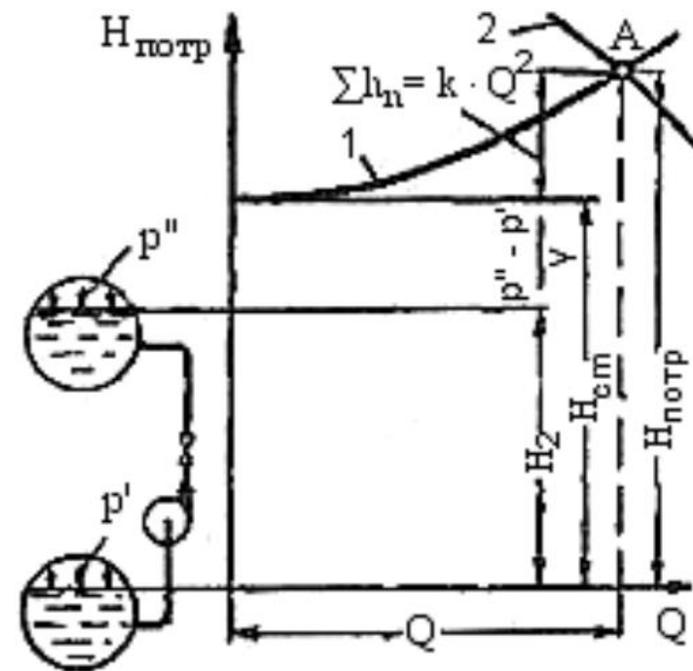
# Регулирование параметров работы центробежного насоса

## Регулирование при постоянном числе оборотов.

Существует несколько способов регулирования:

1. Регулирование дросселированием на напорном трубопроводе при помощи задвижки - простая операция, поэтому широко применяется.

Однако при этом происходит потеря энергии, снижается КПД, так как в задвижке теряется часть напора, создаваемого насосом. Точка пересечения  $A$  характеристик насоса и трубопровода перемещается влево по кривой  $Q-H$  (рис.). Абсцисса новой точки соответствует уменьшенной подаче.



Работа насоса на одиночный трубопровод

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

## Регулирование при постоянном числе оборотов.

2. Регулирование дросселированием на приемном трубопроводе. Однако этот способ не может быть рекомендован, так как к указанным недостаткам такого регулирования добавляется еще большее снижение КПД вследствие ухудшения всасывающей способности, выделение паров жидкости и затем возможность появления кавитации.

3. Регулирование впуском небольшого количества воздуха в приемную трубу. Однако этот способ, несмотря на его сравнительную экономичность, не применяется при перекачке нефти и нефтепродуктов.

При впуске воздуха в приемную трубу при перекачке легко испаряющихся жидкостей, помимо явления кавитации, может произойти взрыв.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

## Регулирование при постоянном числе оборотов.

4. Регулирование перепуском части нагнетаемой жидкости из напорного патрубка в приемный. Осуществляется перепуск жидкости через обводную линию (байпас).

При перепуске части жидкости по обводной линии общая подача насоса увеличивается, а напор в соответствии с характеристикой снижается.

Однако этот способ регулирования *неэкономичен*, так как с перепускаемой жидкостью теряется затраченная энергия.

В многоступенчатых насосах часть жидкости перепускают не из напорной линии, а с первой или второй ступени. При этом теряется меньшая часть энергии и экономичность регулирования повышается.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

## Регулирование при постоянном числе оборотов.

5. Регулирование изменением схемы соединения насосов. Как было указано, совместная работа насосов может быть осуществлена при параллельном и последовательном их соединении.

При последовательном соединении одноступенчатых насосов развиваемые ими напоры складываются, а при параллельном соединении складываются подачи. Пренебрегая потерями, можно считать, что при последовательном соединении одинаковых насосов напор удваивается, а при параллельном их соединении подача возрастает и распределяется поровну между насосами, но получается меньше суммы подач тех же насосов, работающих в отдельности на заданный трубопровод.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

Таким образом, переключением насосов с последовательного соединения на параллельное и наоборот можно изменять подачу жидкости в трубопровод и ее напор.

Указанный способ регулирования можно применять при перекачке нефти, когда в зависимости от температуры окружающей среды (летом, зимой) изменяется противодавление в трубопроводе.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

## Регулирование при постоянном числе оборотов.

### 6. Регулирование уменьшением диаметра рабочих колес.

При этом способе не затрачивается лишняя энергия. Способ широко применяется для центробежных насосов спирального типа и заключается в уменьшении наружного диаметра рабочих колес обтачиванием в соответствии с универсальной характеристикой.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

## Регулирование при постоянном числе оборотов.

7. Регулирование уменьшением количества рабочих колес. Применяется, когда насос может развить напор больший, чем противодавление в трубопроводе.

8. Регулирование закрытием некоторого количества каналов рабочего колеса. При этом уменьшаются подача и напор насоса.

# Регулирование параметров работы центробежного насоса

Последние три способа экономичны, но связаны с остановкой и разборкой насоса и применяются, когда режим работы меняют на продолжительное время.

На нефтепромыслах в основном применяют первый и четвертый способы регулирования.

# Обозначение насосов

# Обозначение насосов

Насосостроительная промышленность нашей страны выпускает сотни самых разнообразных центробежных насосов различного назначения.

В целях быстрого и правильного выбора центробежного насоса для конкретных производственных нужд разработаны несколько систем их обозначения.

# Обозначение насосов

*Маркировка* насосов выполняется по форме:

- первая цифра – диаметр всасывающего патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз и округленный;
- далее следуют буквы, которые обозначают: Н – нефтяной, Г – горячий; Д – первое колесо двустороннего входа; В – вертикальный; К – консольный; КЭ – консольный, смонтированный в одном блоке с электродвигателем; М – многоступенчатый.
- Вторая цифра – коэффициент быстроходности или удельная быстроходность, уменьшенная в 10 раз и округленная.
- Третья цифра – число ступеней; буквы в конце маркировки: К – кислотный; С – для сжиженных газов.

# Обозначение насосов

Примеры обозначения и маркировки насосов:

8НГ-10х2 – центробежный насос, диаметр всасывающего патрубка 200 мм, нефтяной, горячий (для жидкости с температурой 220–400 °С), коэффициент быстроходности 100, число ступеней 2.

8НГК-10х1 – центробежный насос, диаметр всасывающего патрубка 200 мм, нефтяной, горячий, консольный, коэффициент быстроходности 100, число ступеней 1.

14НГД-10х3 – центробежный насос, диаметр всасывающего патрубка 350 мм, нефтяной, горячий, первое колесо двустороннего входа.

# Обозначение насосов

Кроме этого применяется маркировка насосов *ПО ОСНОВНЫМ техническим показателям*: подаче и напору. Большинство насосов маркируется следующим образом: после буквенного обозначения (марки) ставят через тире или косую черту две цифры – номинальную подачу, м<sup>3</sup>/ч, и номинальный напор, м столба жидкости.

Примеры условных обозначений: консольный насос с подачей 125 м<sup>3</sup>/ч и напором 30 м обозначается так: К 125 – 30 или К 125/30, а горизонтальный фекальный насос с такими же показателями – ФГ 125 – 30 или ФГ 125/30.

Насос марки К 20/18-5-У3: 20 – подача, м<sup>3</sup>/ч; 18 – напор, м.

# Обозначение насосов

Многоступенчатые секционные насосы имеют обозначения ЦНС.

Например, марка ЦНС 180-212: ЦНС – центробежный секционный насос; подача  $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; напор  $H = 212 \text{ м}$ .

Насос центробежный К65-50-160/2

Условное обозначение насоса означает: К – консольный; 65-50 – подача в  $\text{м}^3/\text{ч}$  при обточке рабочего колеса; 160 – напор в м; 2 – индекс модернизации.

# Обозначение насосов

На *сегодняшний день* принято следующее буквенное обозначение марок насосов общего назначения:

К – насос одноступенчатый консольный;

В – насос, одноступенчатый, вертикальный, консольный;

Д – насос одноступенчатый с рабочим колесом двустороннего типа;

ЦНС – насос секционный многоступенчатый;

ЦН – насос многоступенчатый;

ВК – насос вихревой, консольный;

ЦВ – насос центробежно-вихревой;

СВН – насос, самовсасывающий вихревой.

# Контроль знаний

## Контроль знаний

*Подготовить письменные ответы на вопросы:*

1. Каков принцип действия центробежного насоса?
2. Для чего перед пуском центробежный насос заливают жидкостью?
3. В чем сущность совместной работы насосов при их параллельном и последовательном соединении?
4. Какова классификация центробежных насосов?
5. Какие способы вы знаете для уменьшения влияния кавитации на работу насоса?