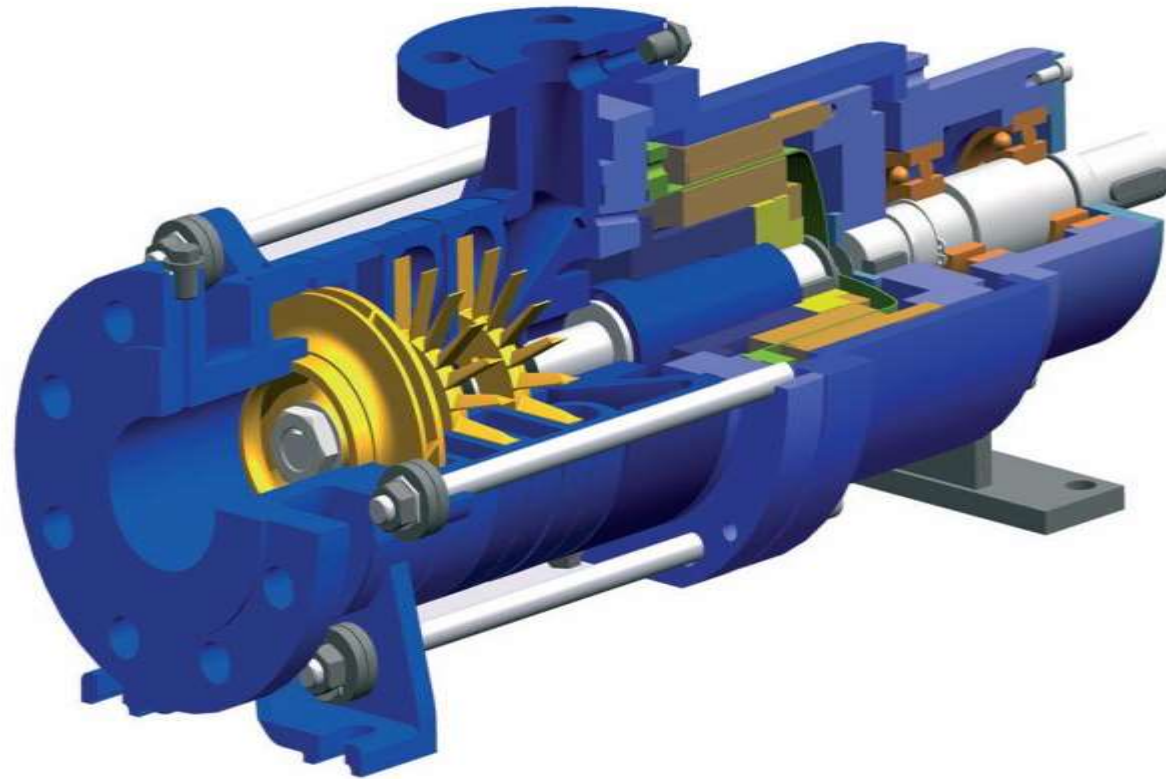


# Динамические насосы



Доцент ОНД ИШПР  
Холодная Галина Евгеньевна

# 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.

# Динамические насосы

## *Применение в нефтегазовой отрасли*

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

# Динамические насосы

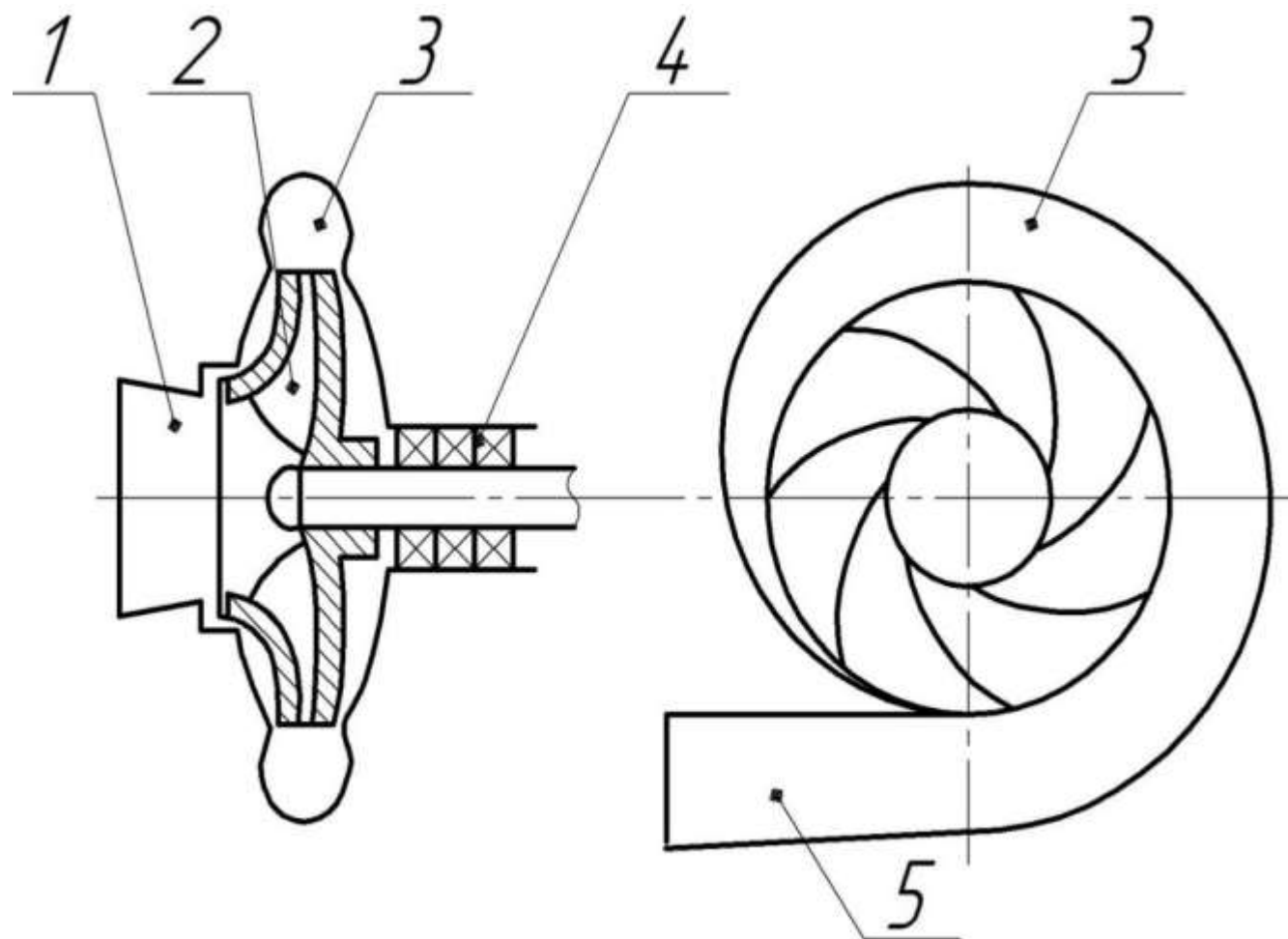
## *Достоинства*

- 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

# ***Схема и принцип действия***

# Динамические насосы

## Схема и принцип действия



- 1 – подвод;
- 2 – лопастное колесо;
- 3 – отвод;
- 4 – подшипниковый узел;
- 5 – диффузор

# Динамические насосы

## *Принцип действия*

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

Эта жидкость поступает в пространство нагнетания, а соответствующий объем жидкости поступает из пространства всасывания к центру колеса.

# Динамические насосы

*Классификация центробежных насосов* по конструктивным признакам

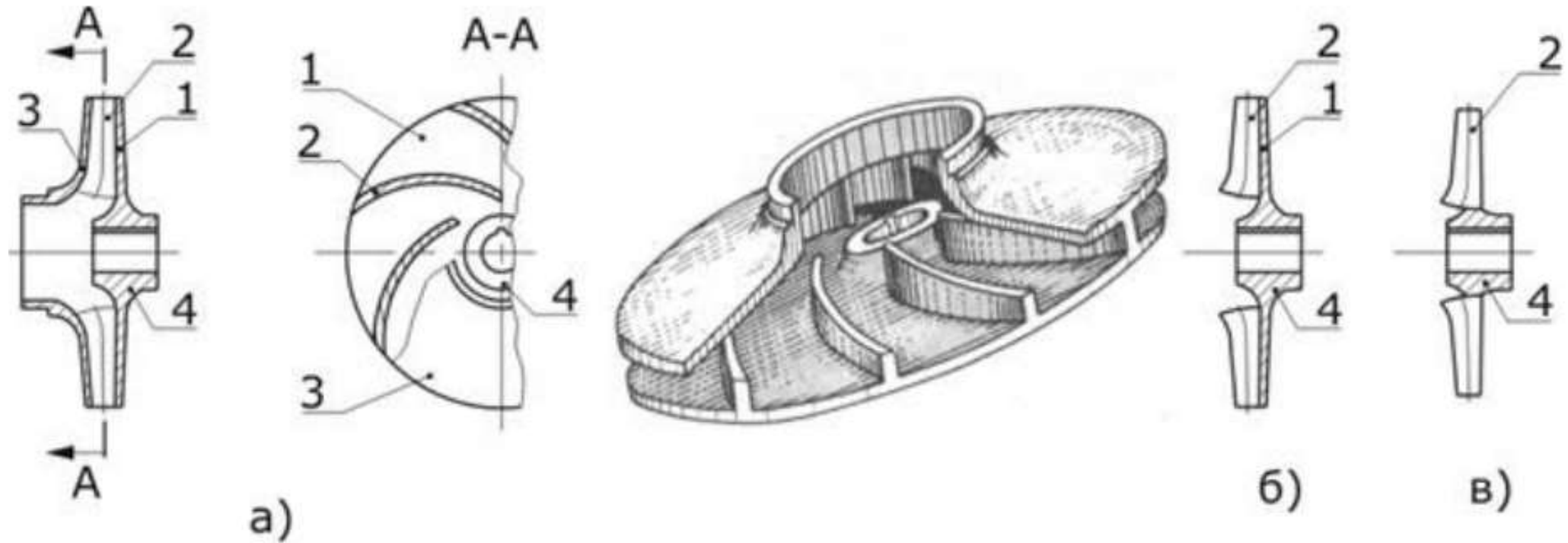
- по расположению оси вращения ротора в пространстве;
- по конструкции рабочего колеса;
- по расположению рабочего колеса на валу насоса относительно опор;
- по количеству ступеней;
- по конструкции корпуса;
- по способу уплотнения корпуса насоса в месте выхода из него вала (концевые уплотнения);
- по способу уплотнения рабочего колеса.



# Классификация центробежных насосов

# Классификация центробежных насосов

*По конструкции рабочего колеса*



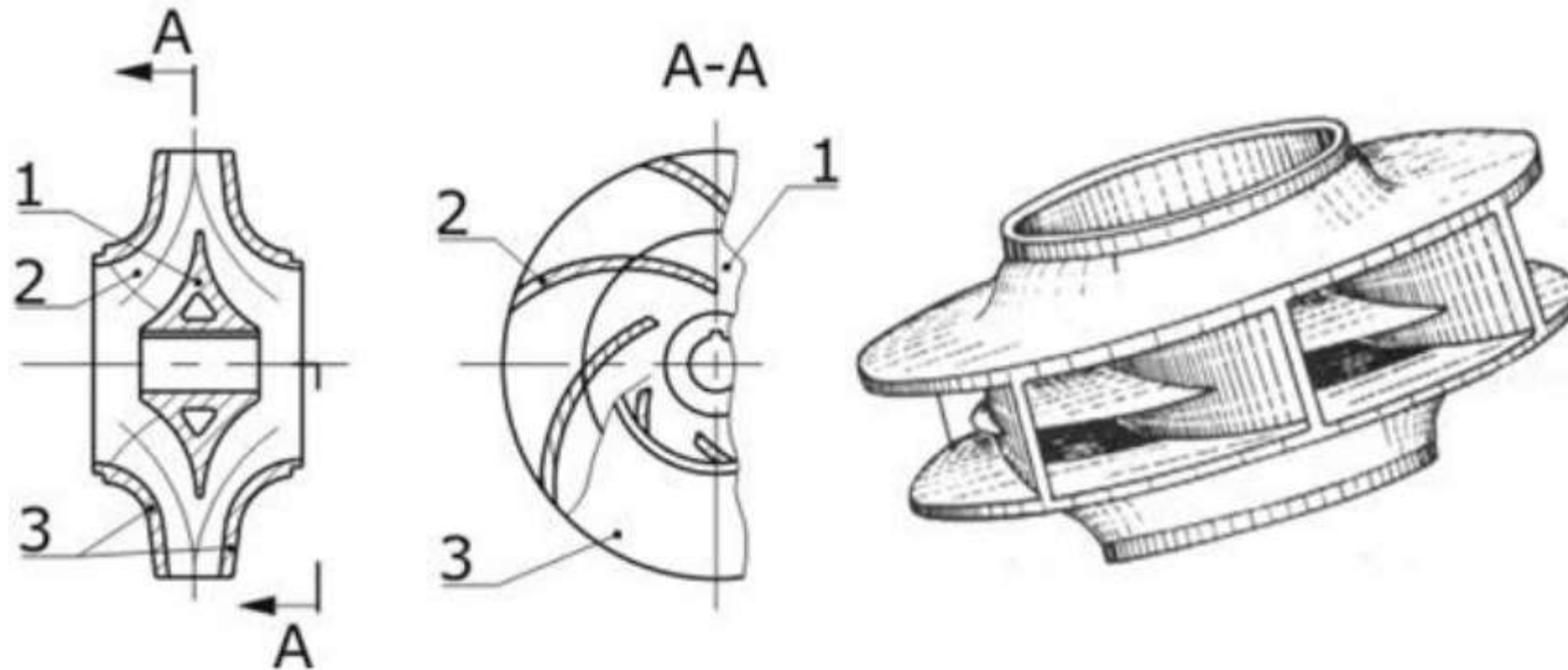
а - закрытого типа с односторонним входом (разрез и общий вид);

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*

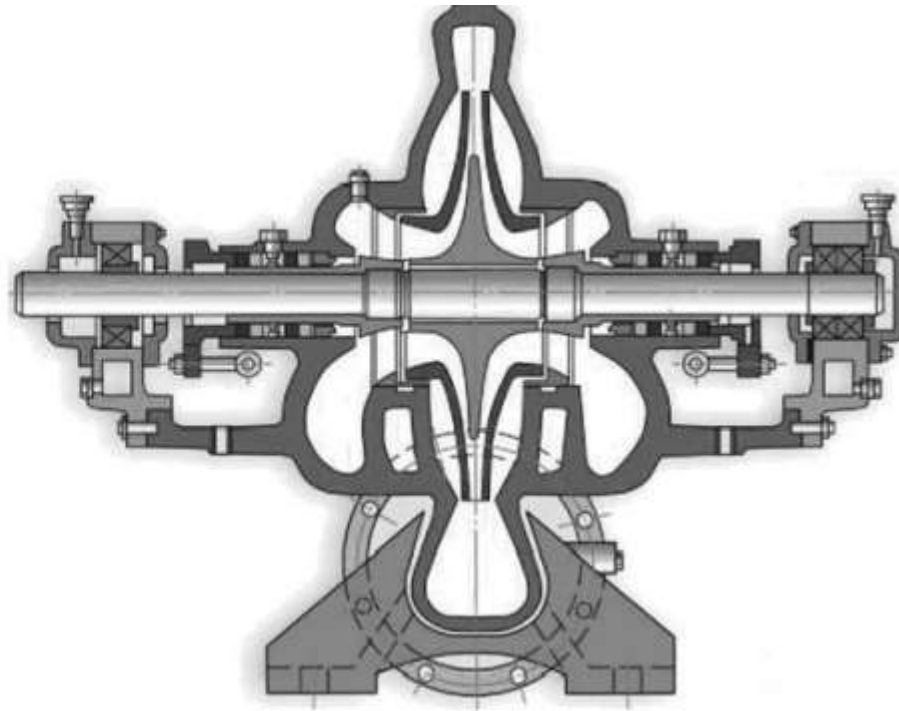
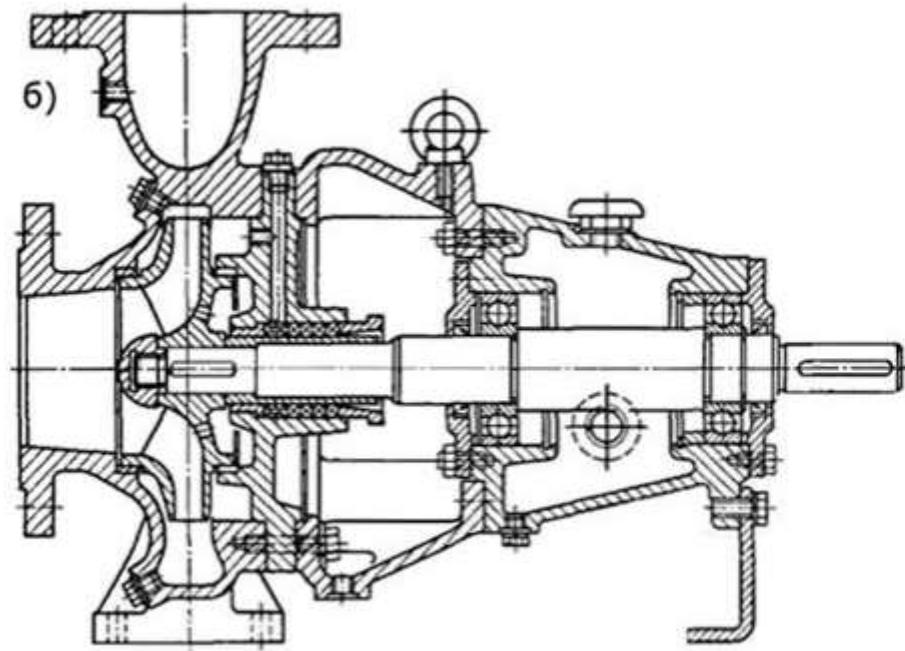
- Горизонтальные
- Вертикальные



# Классификация центробежных насосов

*По расположению рабочего колеса*

- Консольные
- Со средним расположением колеса



# Классификация центробежных насосов

*По количеству ступеней*

- Одноступенчатые
- Многоступенчатые

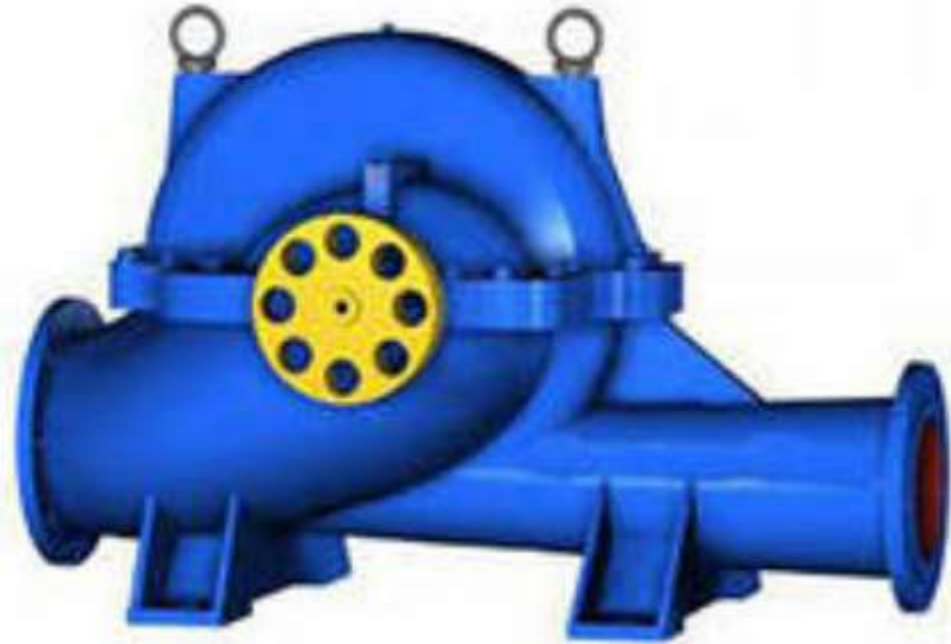




# Классификация центробежных насосов

*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*

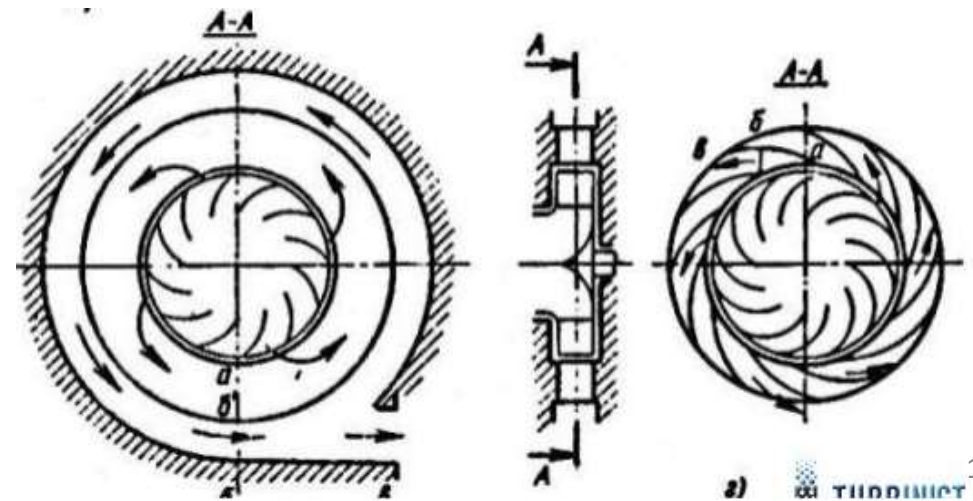
- Тихоходные
- Нормальные
- Быстроходные
- Диагональные
- Пропеллерны



# 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*

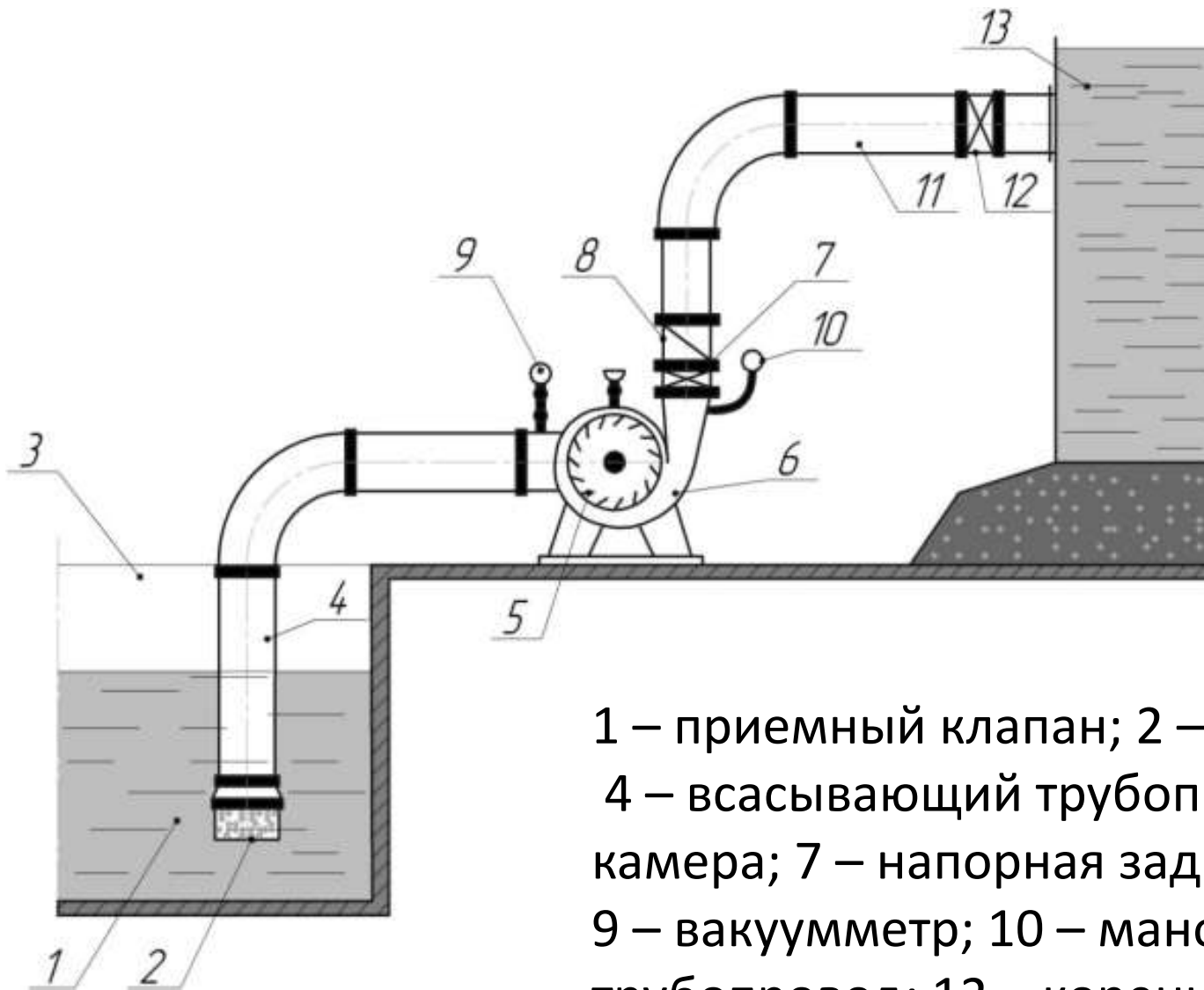
- Поверхностные
- Глубинные
- Погружные

*По способу привода*

- С электродвигателем
- С ДВС

# Схема установки центробежного насоса

# Схема установки центробежного насоса

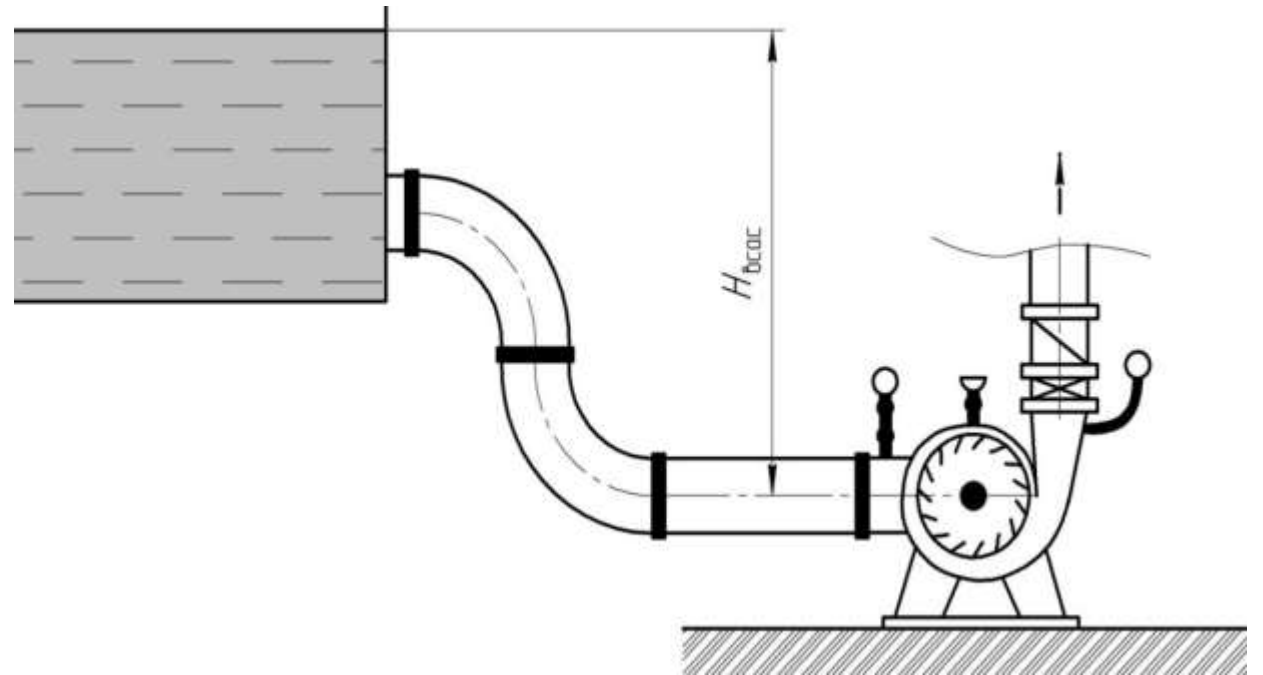


1 – приемный клапан; 2 – сетчатый фильтр; 3 – резервуар;  
4 – всасывающий трубопровод; 5 – насос; 6 – спиральная камера;  
7 – напорная задвижка; 8 – обратный клапан;  
9 – вакуумметр; 10 – манометр; 11 – напорный трубопровод;  
12 – коренная задвижка; 13 – резервуар

# Схема установки центробежного насоса

При перекачке нефти и нефтепродуктов установки центробежных насосов обычно располагают ниже резервуара – такая схема называется “с подпором”.

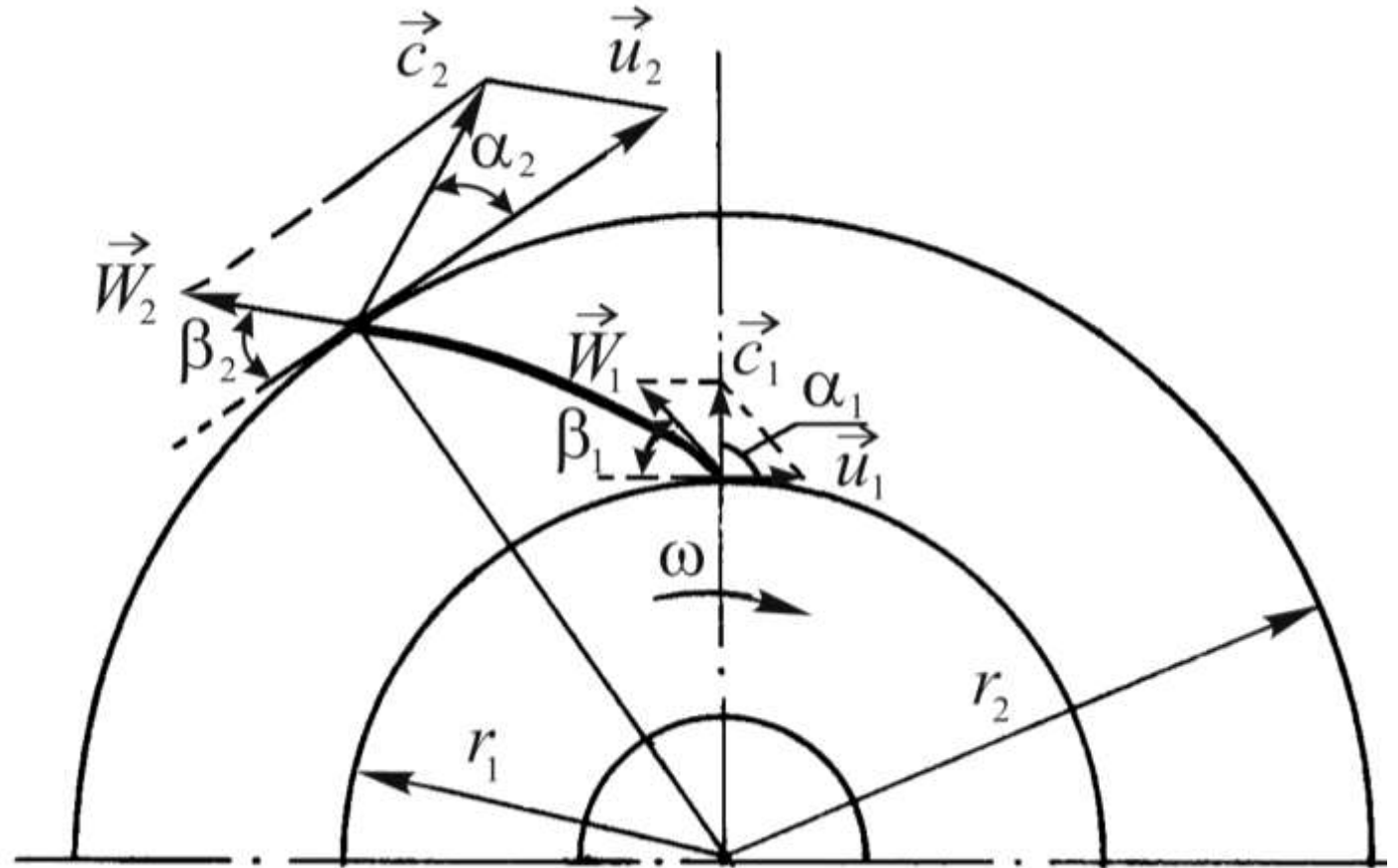
При этом заливка насоса осуществляется автоматически, как только будет открыта задвижка на всасывающем трубопроводе.



# Основное уравнение центробежного насоса

# Основное уравнение центробежного насоса

В центробежном насосе передача энергии осуществляется за счет силового взаимодействия лопастного аппарата рабочего колеса с жидкостью.





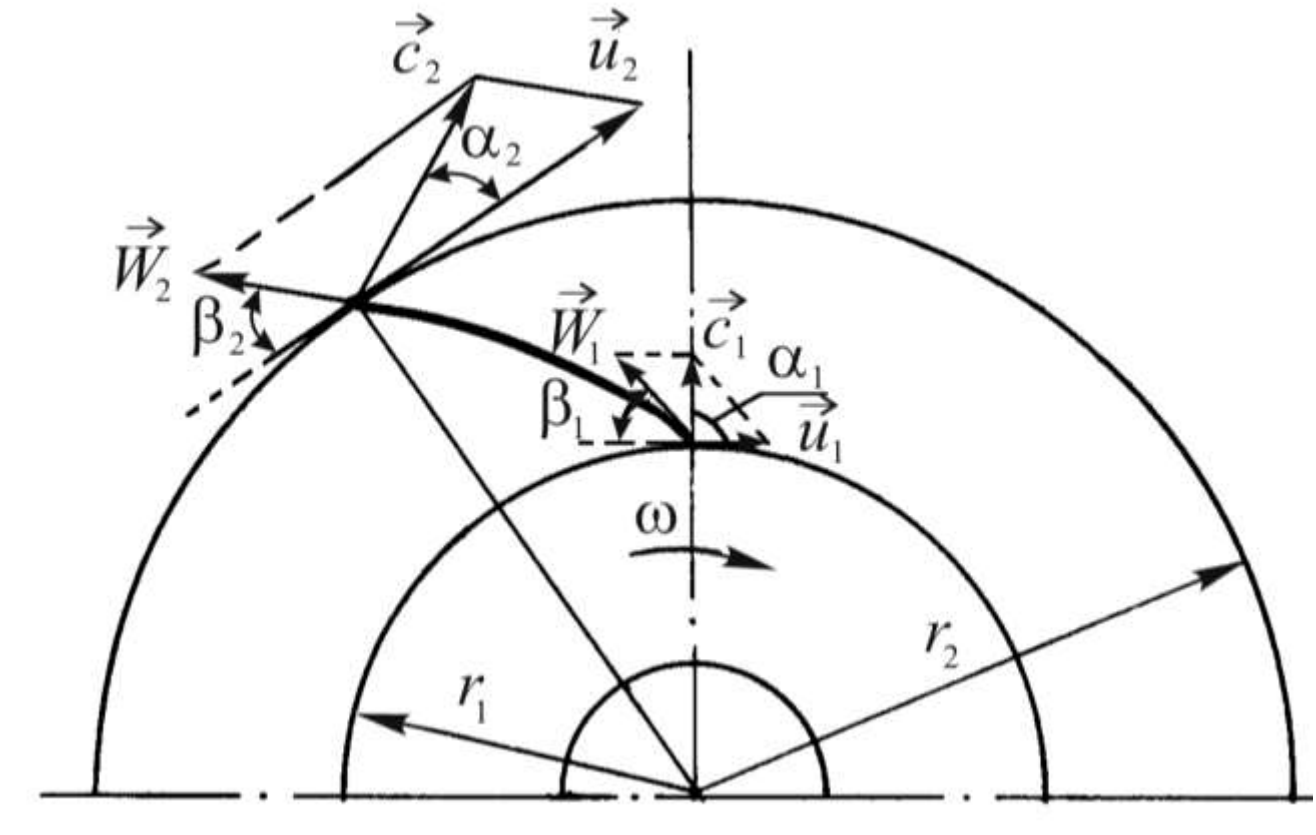
# Основное уравнение центробежного насоса

В межлопаточных каналах рабочего колеса частицы жидкости участвуют в сложном движении.

Вектор абсолютной скорости частицы может быть представлен суммой переносной (окружной) скорости и относительной скорости

$$\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$$

Относительная скорость частицы в любой точке профиля лопатки направлена по касательной к нему, а переносная – по касательной к окружности рабочего колеса.



# Основное уравнение центробежного насоса

При движении жидкости в рабочем колесе насоса различают три скорости:

$u_1, u_2$  - окружные скорости частицы жидкости на входе в колесо и выходе из него соответственно

$$u_1 = \omega \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

$w_1, w_2$  - относительные скорости частицы жидкости (направлены по касательным к лопатке)

$c_1, c_2$  - абсолютные скорости частицы жидкости

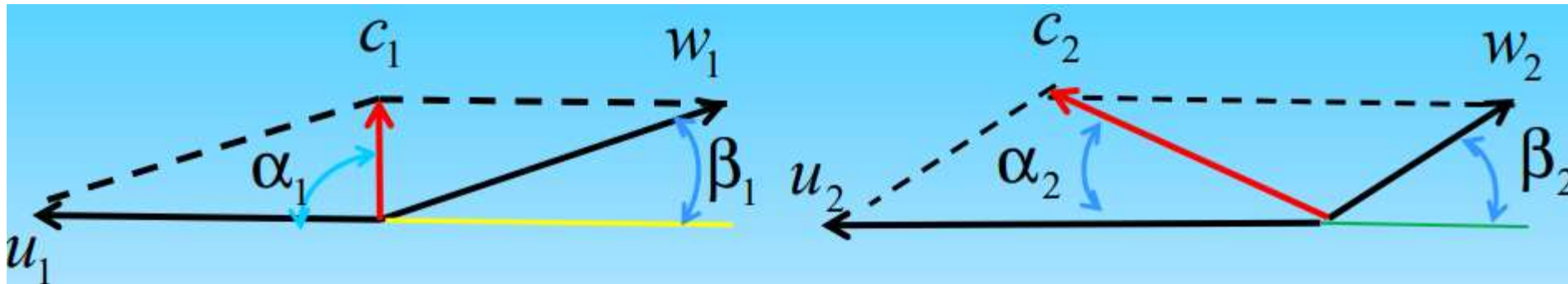
# Основное уравнение центробежного насоса

$\alpha$  - углы между направлениями абсолютной скорости  $c$  и окружной скорости  $u$

$\beta$  - углы между направлениями относительной скорости  $w$  и окружной скорости  $u$

# Основное уравнение центробежного насоса

Рассмотрим движение жидкости по одной из элементарных струек между двумя смежными лопатками рабочего колеса.



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

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

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

# Основное уравнение центробежного насоса

Полный напор, развиваемый колесом из уравнения Бернулли

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

Пьезометрический напор

Скоростной напор

# Основное уравнение центробежного насоса

Баланс энергии на 1 кг жидкости, проходящей через колесо

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

Потенциальная энергия

Кинетическая энергия

# Основное уравнение центробежного насоса

Подставляем одно уравнение в другое, получим

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

Подставляем выражения, полученные из параллелограммов скоростей

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

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

# Основное уравнение центробежного насоса

После сокращения получим:

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

**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

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

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;

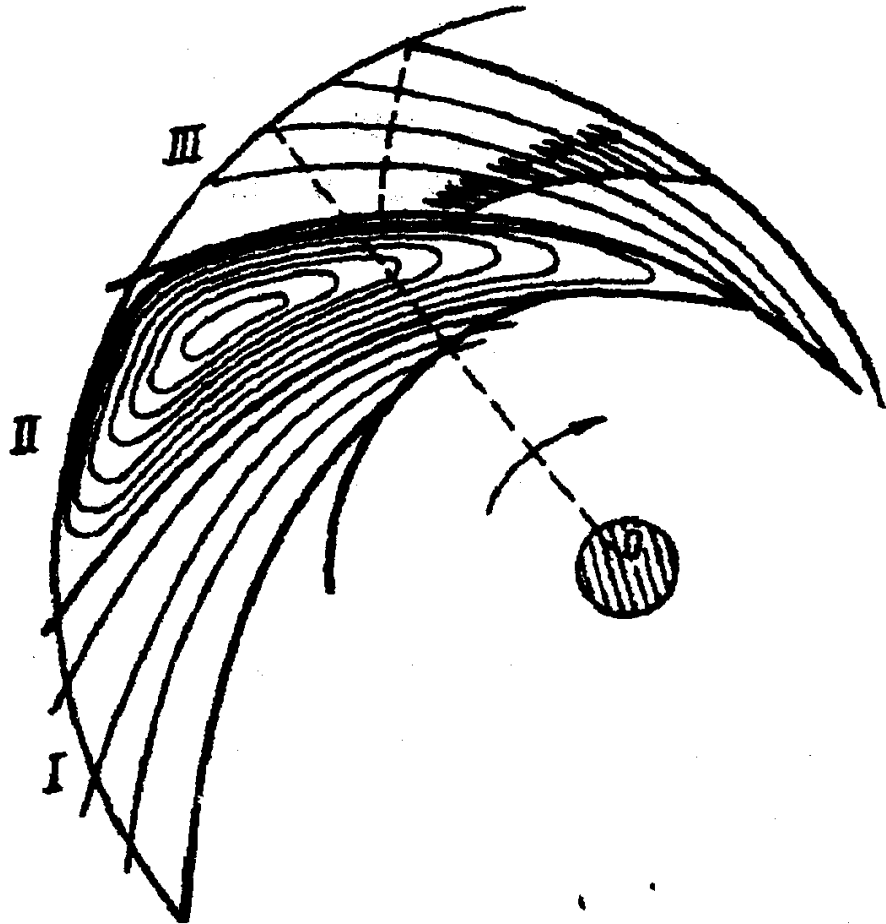
# Основное уравнение центробежного насоса

Во избежание потерь насос проектируют так, чтобы  $\alpha = 90^\circ$

$$H_T = \eta_I \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$

основное уравнение центробежного насоса

# Действительный напор центробежного насоса



Распределение скоростей в каналах рабочего колеса

I – *идеальный* случай (бесконечное большое число элементарно тонких лопаток)

II – *относительный* вихрь жидкости между лопатками

III – *распределение скоростей жидкости*, вызванное неравномерностью давления лопаток на жидкость

# Действительный напор центробежного насоса

# Действительный напор центробежного насоса

Неравномерность скоростей в каналах колеса изменяет картину скоростей на входе и выходе из колеса.

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

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

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

# Действительный напор центробежного насоса

На практике, пользуются следующей зависимостью

$$H_{\partial} = K \cdot D_2^2 \cdot n^2$$

$D_2$ - внешний диаметр рабочего колеса

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

$K$ - коэффициент, зависящий от геометрии колеса

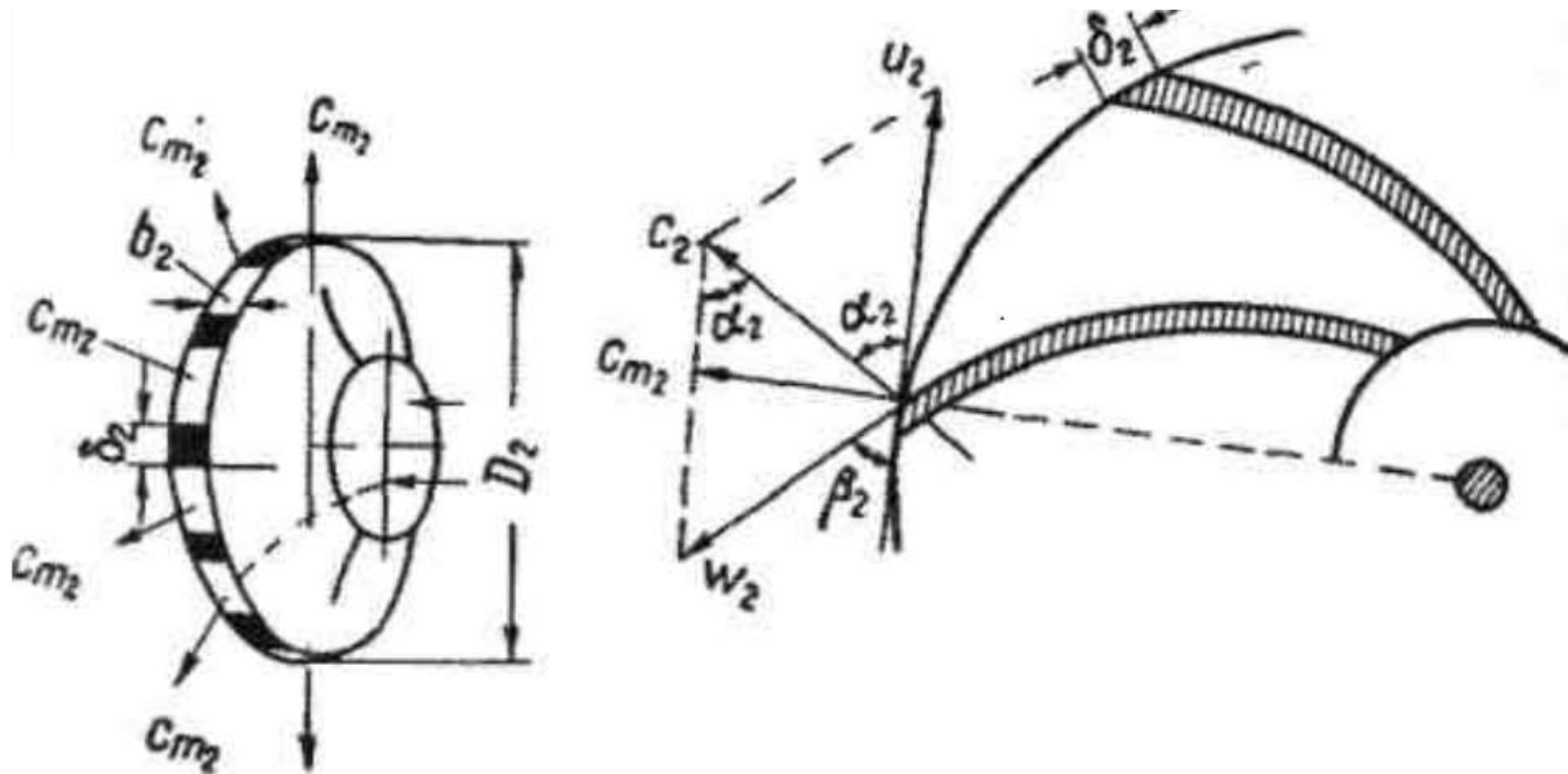
# Подача центробежного насоса



# Подача центробежного насоса

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

$$Q = F \cdot v$$



# Подача центробежного насоса

Для рассматриваемого случая

$$Q_T = (\pi \cdot D_2 - z \cdot \delta_2) \cdot b_2 \cdot c_{m2}$$

где  $D_2$  - наружный диаметр колеса;  $z$  – количество лопаток;  $\delta_2$  - толщина лопатки по окружности диаметром  $D_2$ ;  $b_2$  - ширина колеса на внешнем диаметре;  $c_{m2}$  - скорость выхода жидкости из колеса в меридиональном направлении.

# Подача центробежного насоса

Площадь живого сечения колеса на внешней окружности можно выразить:

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

де  $\lambda = 0,92..0,95$  - коэффициент стеснения потока жидкости, учитывающий площади, занимаемые концами лопаток.

# Подача центробежного насоса

С учетом того, что

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

и

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

после преобразований получим:

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

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

# Подача центробежного насоса

Действительная подача насоса несколько меньше теоретической

$$Q = \eta_o \cdot Q_T$$

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

Окончательно получаем:

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

# Мощность и КПД насоса

# Мощность и КПД насоса

Полезная мощность лопастного насоса равна

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

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

Мощность, потребляемая лопастным насосом:

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

# Мощность и КПД насоса

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

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



# 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

$$\eta_{\text{д}} = 0,85..0,95$$

# 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.

# **Подача, напор и мощность насоса при изменении частоты вращения**

# Подача, напор и мощность насоса при изменении частоты вращения

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

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

# Подача, напор и мощность насоса при изменении частоты вращения

При изменении частоты вращения имеем:

$$\frac{H_{Д}}{H'_{Д}} = \frac{K \cdot D_2^2 \cdot n^2}{K \cdot D_2^2 \cdot n_1^2} = \left( \frac{n}{n_1} \right)^2$$

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

# Подача, напор и мощность насоса при изменении частоты вращения

Формула для расчета расхода:

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

При изменении частоты вращения:

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

*т.е. подача пропорциональна числу оборотов.*



# Подача, напор и мощность насоса при изменении частоты вращения

Мощность

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

При изменении частоты вращения

$$\frac{N_n}{N_n} = \frac{\frac{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q}{\eta}}{\frac{H' \cdot g \cdot \rho \cdot Q'}{\eta}} = \frac{H \cdot Q}{H' \cdot Q'} = \frac{n^2 \cdot n}{n_1^2 \cdot n_1} = \left( \frac{n}{n_1} \right)^3$$

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

# Подача, напор и мощность насоса при изменении частоты вращения

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

# 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  $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ , т.е. развивает гидравлическую мощность  $0,736 \text{ кВт}$  (1 л.с.).

# Коэффициент быстроходности

Коэффициент быстроходности определяют из условий геометрического подобия по следующей формуле:

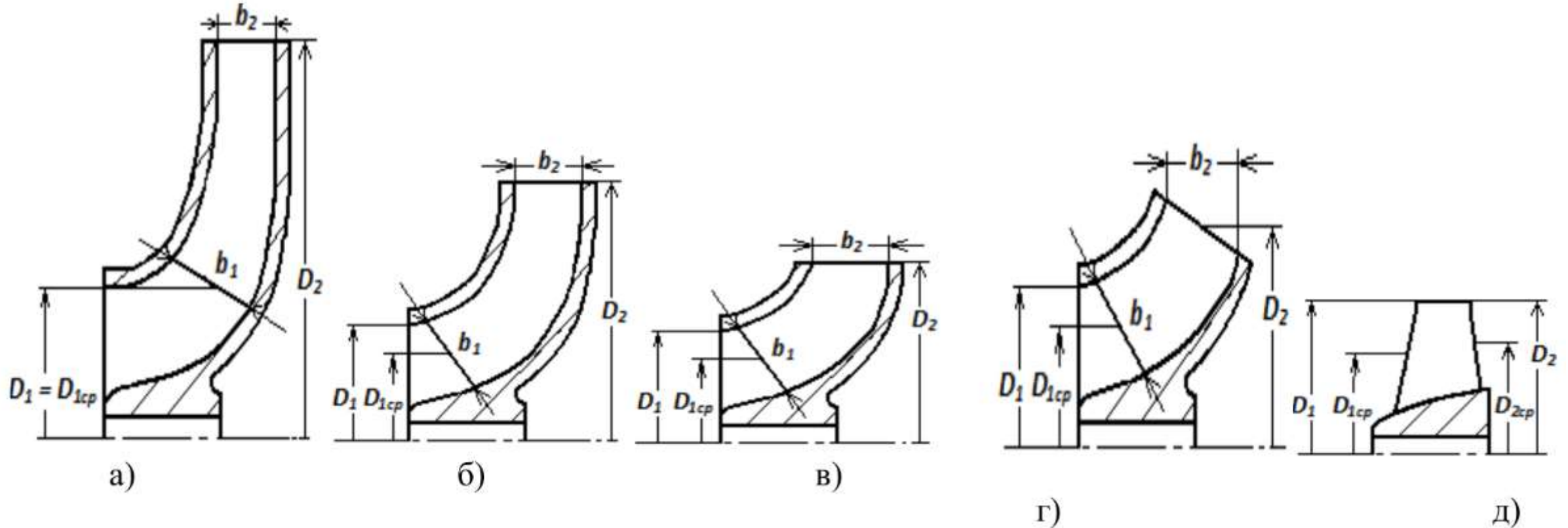
$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

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



Схемы рабочих колес лопастных насосов: а) тихоходный центробежный насос; б) нормальный центробежный насос; в) быстроходный центробежный насос; г) диагональный (винтовой) насос; д) осевой (пропеллерный) насос. Обозначения:  $D_1$  – диаметр проточной части на входе в насос;  $D_{1cp}$  – диаметр проточной части на средней высоте лопатки по передней кромке;  $D_2$  – диаметр внешней окружности рабочего колеса;  $D_{2cp}$  – диаметр

# Коэффициент быстроходности

По *величине коэффициента быстроходности* центробежные насосы делят на:

- тихоходные,  $n_s = (40...80)$ ;
- нормальные,  $n_s = (80...150)$ ;
- быстроходные,  $n_s = (150...300)$ .

Центробежные насосы при  $n_s < 40$  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

Из формулы

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

*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

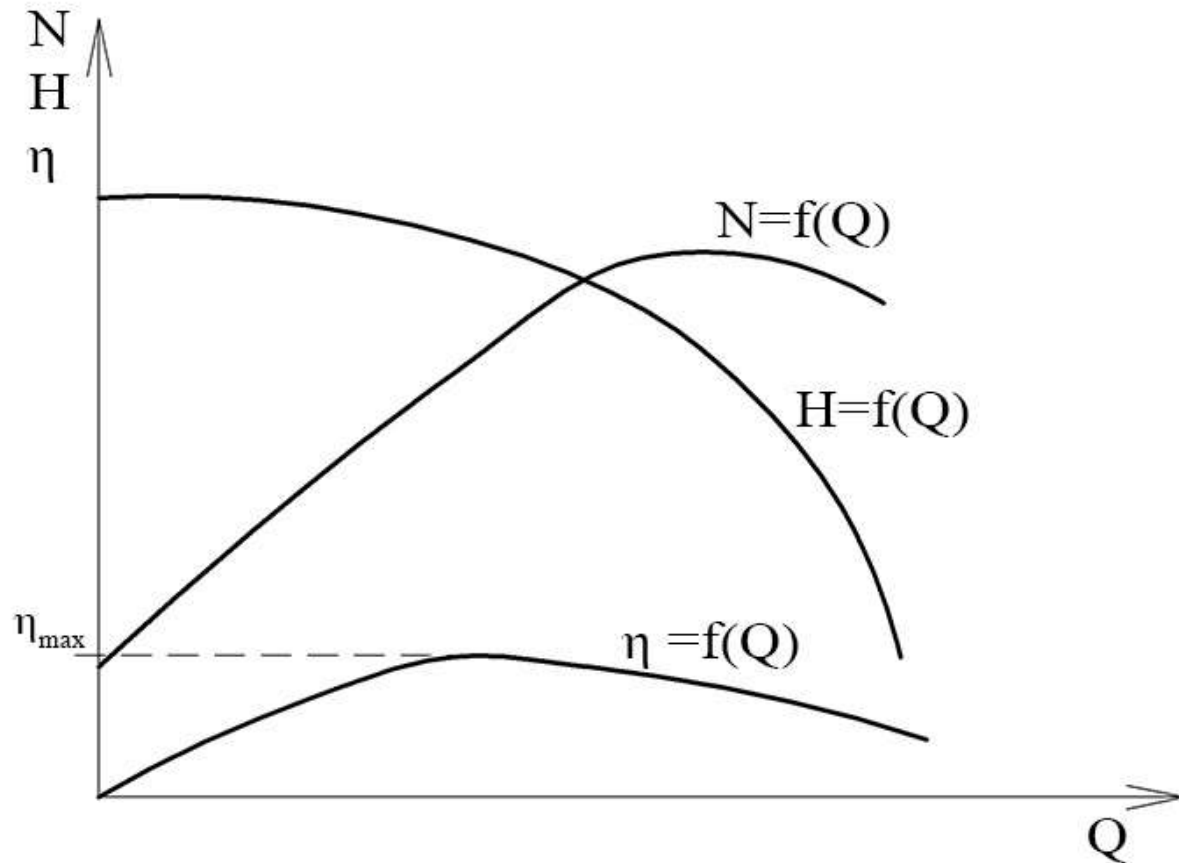
# Рабочая характеристика насоса

# 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.**

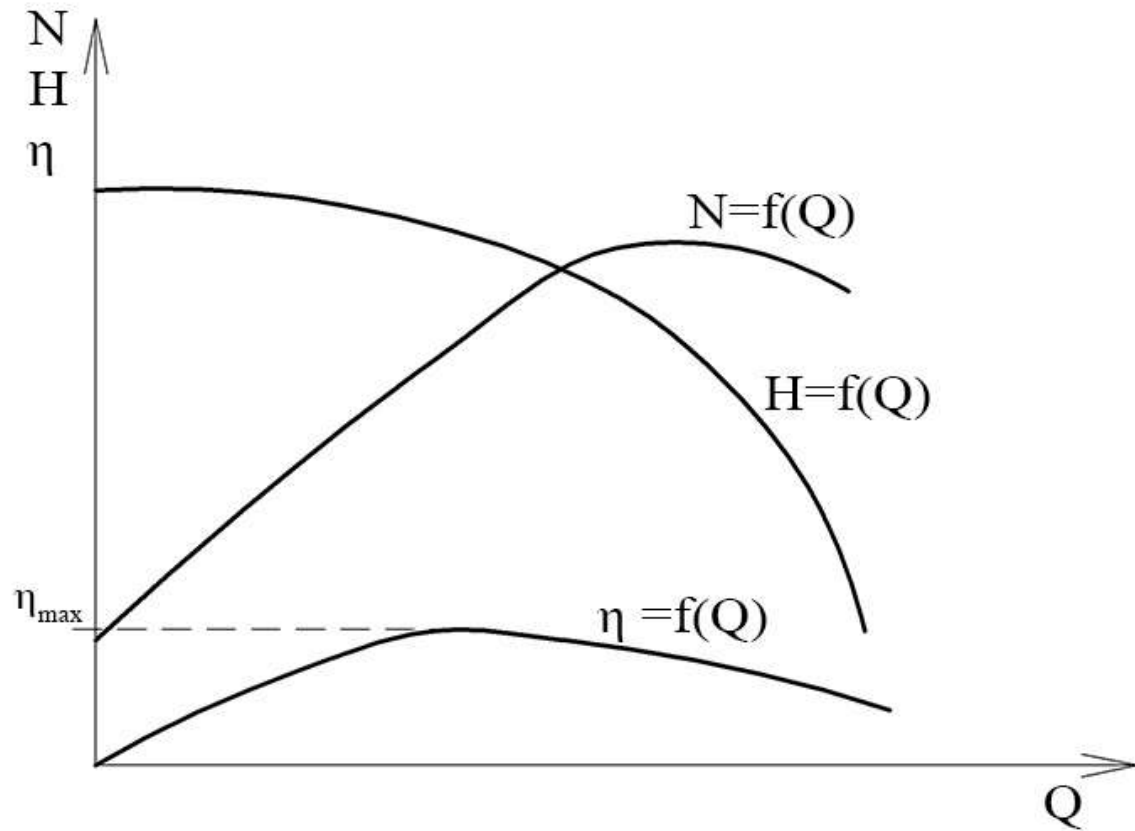
# Рабочая характеристика насоса

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



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

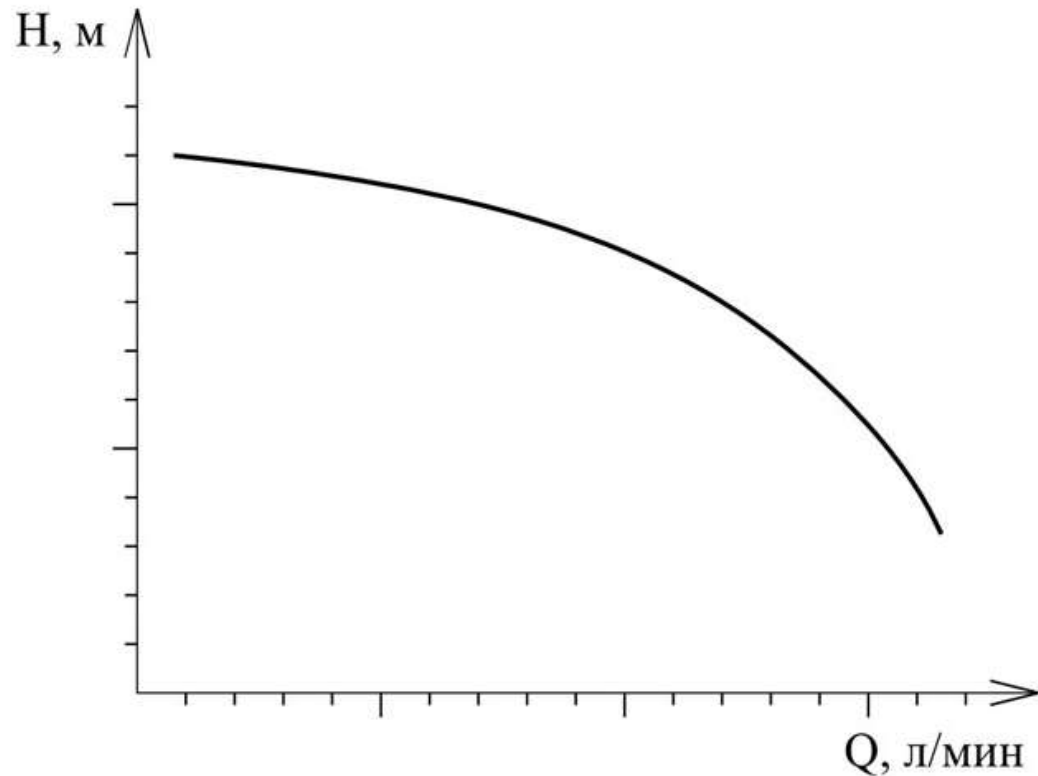
# Рабочая характеристика насоса



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.

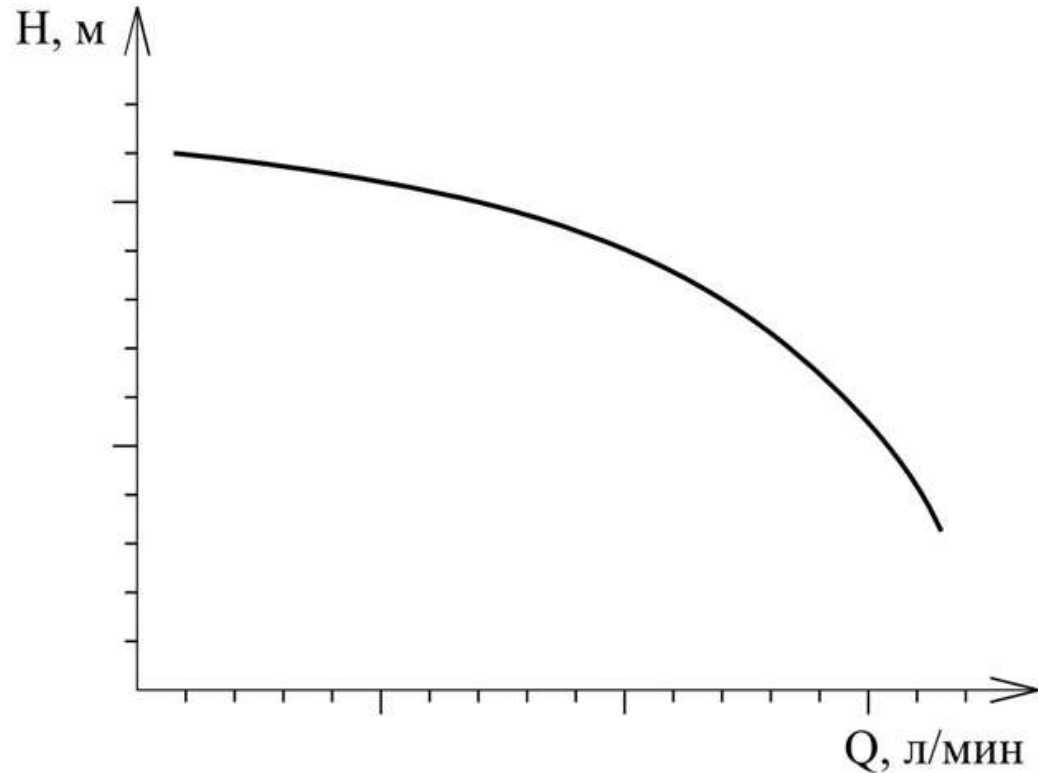
# Рабочая характеристика насоса



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



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.**



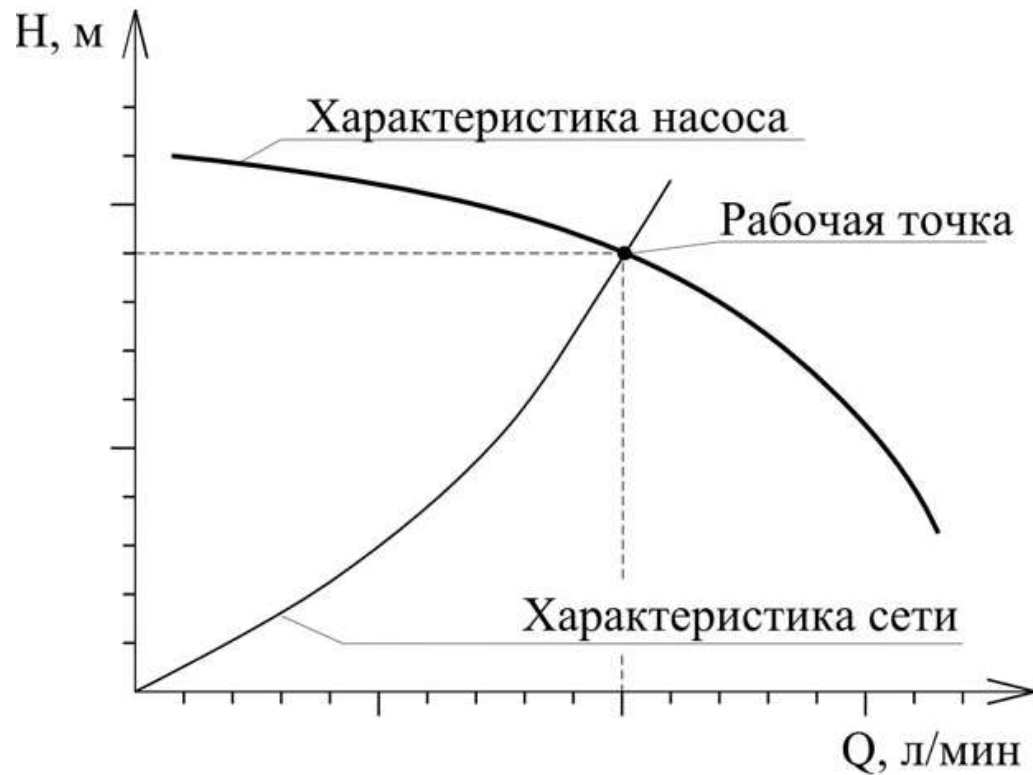
# Рабочая характеристика насоса

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

***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. 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



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

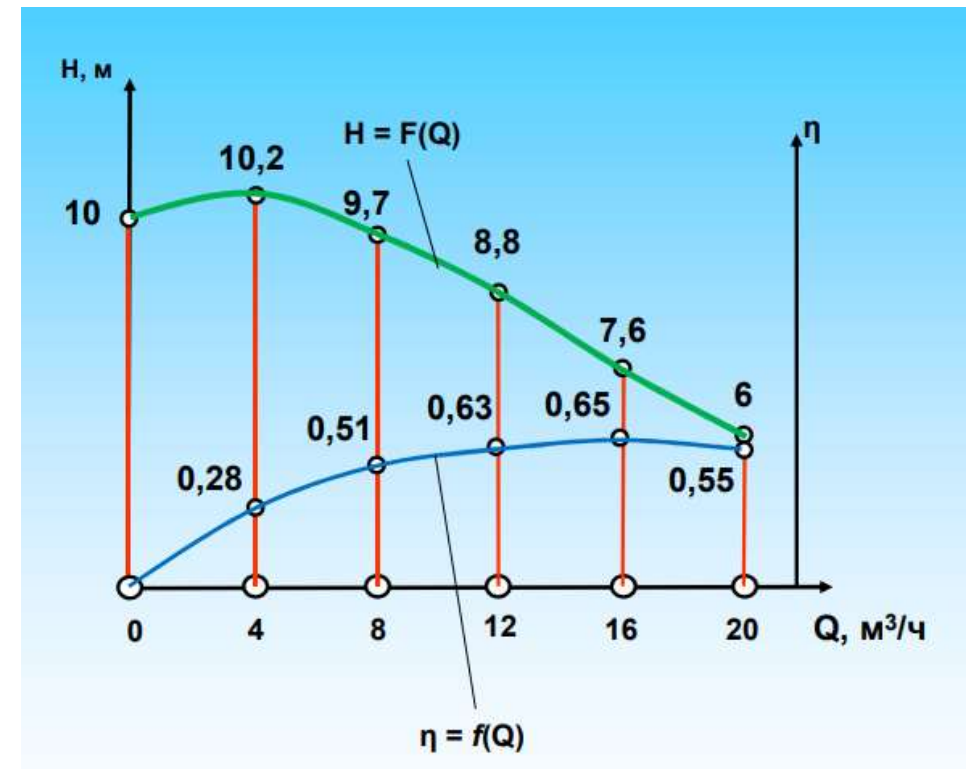
Точка пересечения этих графиков и будет являться рабочей точкой насоса, проецируя ее на оси координат можно определить напор насоса и его подачу при работе в данной трубопроводной системе.

# Рабочая характеристика насоса

В каталогах, характеристики насосов представляются в виде таблиц, например:

Характеристика насоса при  $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Q, л/с	0	4	8	12	16	20
H, м	10	10,2	9,7	8,8	7,6	6,0
$\eta$	0	0,28	0,51	0,63	0,65	0,55



# Рабочая характеристика насоса

Учитывая, что возможность пользоваться каталогами центробежных насосов имеется не всегда, удобно представлять зависимости напора ( $H$ ) и КПД ( $\eta$ ) насоса от его подачи ( $Q$ ) в аналитическом виде, которые в общем случае имеют форму параболы:

$$H_{\text{ж}} = F(Q) = h_{\text{ж}} + a_{\text{ж}} \cdot Q - b_{\text{ж}} \cdot Q^2$$

$$\eta_{\text{ж}} = f(Q) = c_{0\text{ж}} + c_{1\text{ж}} \cdot Q - c_{2\text{ж}} \cdot Q^2$$

где  $h_{\text{ж}}$ ,  $a_{\text{ж}}$ ,  $b_{\text{ж}}$ ,  $c_{0\text{ж}}$ ,  $c_{2\text{ж}}$  – эмпирические коэффициенты .

# Рабочая характеристика насоса

В частном случае для насосов с плавно падающей напорной характеристикой ( $a_{\text{ж}} = 0$ , что справедливо для большинства основных магистральных и подпорных центробежных насосов) уравнение принимает вид:

$$H_{\text{ж}} = h_{\text{ж}} - b_{\text{ж}} \cdot Q^2$$

Вместо индекса «Ж» (перекачиваемая жидкость) в формулах в каждом конкретном случае подставляются индексы

# Рабочая характеристика насоса

“В” (Ж=В) - при перекачке маловязкой жидкости, когда характеристики по сравнению с заводскими характеристиками центробежных насосов, снятыми на воде, изменений не претерпевают:

$$H_B = h_B - b_B \cdot Q^2$$

“v” (Ж = v) – при перекачке высоковязкой жидкости, когда необходим пересчёт коэффициентов заводских характеристик:

$$H_v = h_v - b_v \cdot Q^2$$

# Рабочая характеристика насоса

Из уравнения для расчета КПД можно найти оптимальную подачу насоса, соответствующую его максимальному к.п.д.

Для этого берем частную производную и приравниваем к нулю:

$$\frac{\partial \eta_e}{\partial Q} = c_{1e} + 2c_{2e}Q_{opt} = 0 \quad \longrightarrow \quad Q_{opt} = -c_{1e} / (2c_{2e})$$

При которой максимальный К.П.Д. на воде равен

$$\eta_{B\max} = c_{0B} + 2c_{1B}Q_{opt} + c_{1B}Q_{opt}^2$$

# Рабочая характеристика насоса

***Если характеристика не задана в аналитическом виде***

По двум точкам  $(Q_1, H_1)$  и  $(Q_2, H_2)$  снятым с графика плавно падающей  $(Q-H)$  - характеристики насоса и лежащим в его рабочей области, находим аналитическую зависимость напора, развиваемого насосом (в м), от его подачи (в м<sup>3</sup>/ч):

$$H_{MB} = F(Q) = h_{MB} - e_{MB} \cdot Q^2$$



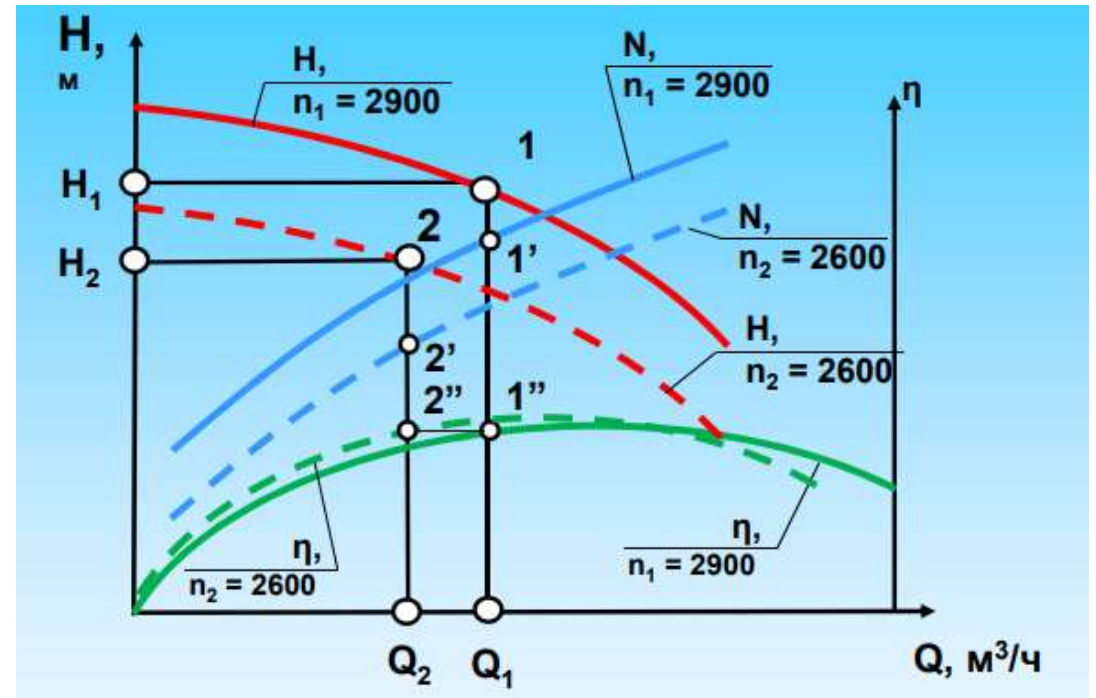
# Рабочая характеристика насоса

Коэффициенты  $h_{MB}$  и  $v_{MB}$  зависимости (12) находим, решая систему из двух уравнений с двумя неизвестными

$$\begin{cases} H_1 = h_{MB} - v_{MB} \cdot Q_1^2 \\ H_2 = h_{MB} - v_{MB} \cdot Q_2^2 \end{cases}$$

Откуда получаем:

$$h_{MB} = \frac{H_1 Q_2^2 - H_2 Q_1^2}{Q_2^2 - Q_1^2}$$
$$v_{MB} = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}$$



# Рабочая характеристика насоса

При изменении частоты вращения, подача, напор и мощность пересчитываются по формулам:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

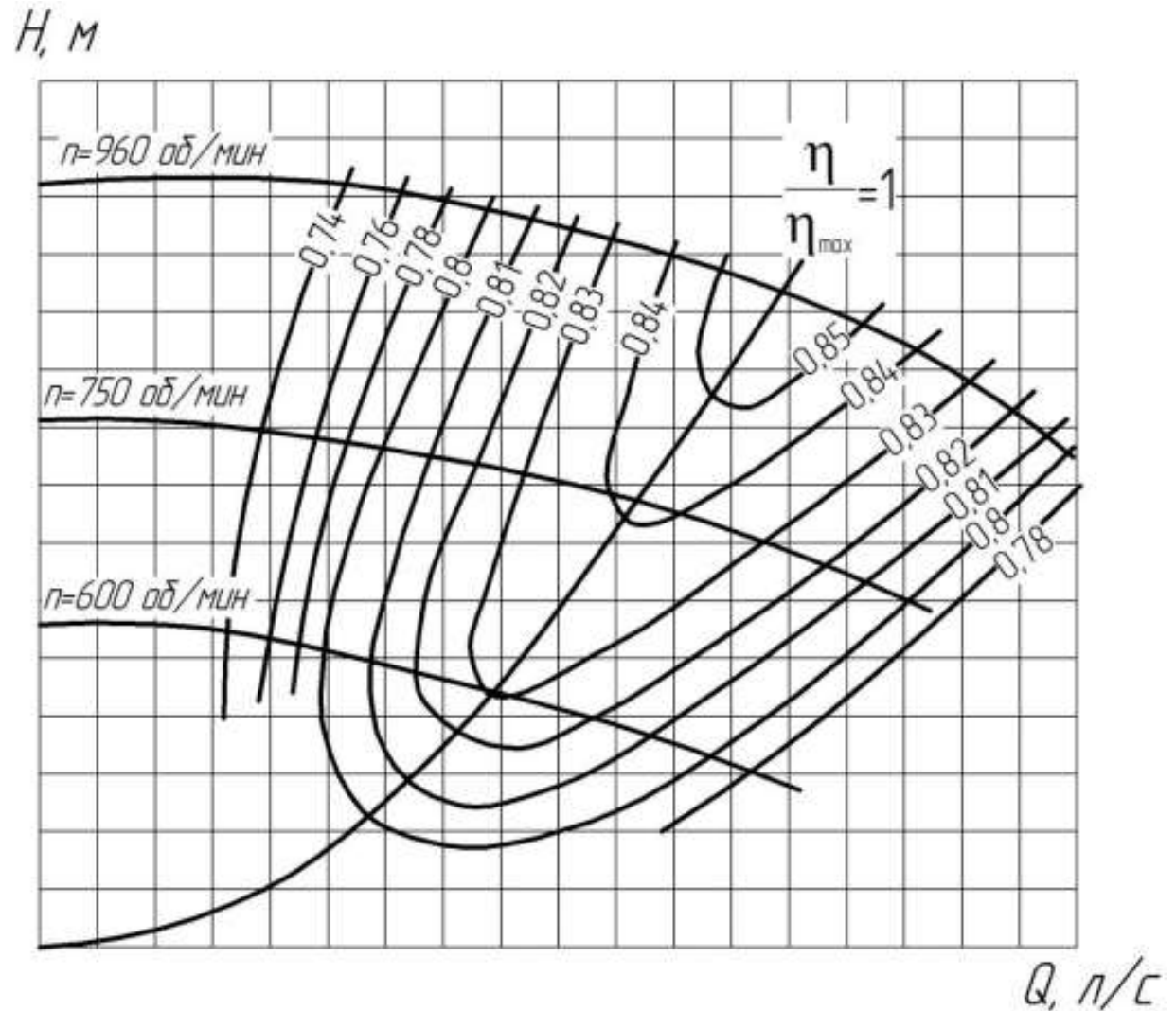
$$N_2 = N_1 \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

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

# Универсальная рабочая характеристика насоса

# Универсальная рабочая характеристика насоса

Универсальная характеристика позволяет по одному графику определить параметры 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  $D_2$ .

$$Q = 0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot \eta_0 \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n$$

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

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:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot \eta_o \cdot D_{2_1}^2 \cdot b_2 \cdot n}{0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot \eta_o \cdot D_{2_2}^2 \cdot b_2 \cdot n} = \left( \frac{D_{2_1}^2}{D_{2_2}^2} \right)^2$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{K \cdot D_{2_1}^2 \cdot n^2}{K \cdot D_{2_2}^2 \cdot n^2} = \left( \frac{D_{2_1}^2}{D_{2_2}^2} \right)^2$$

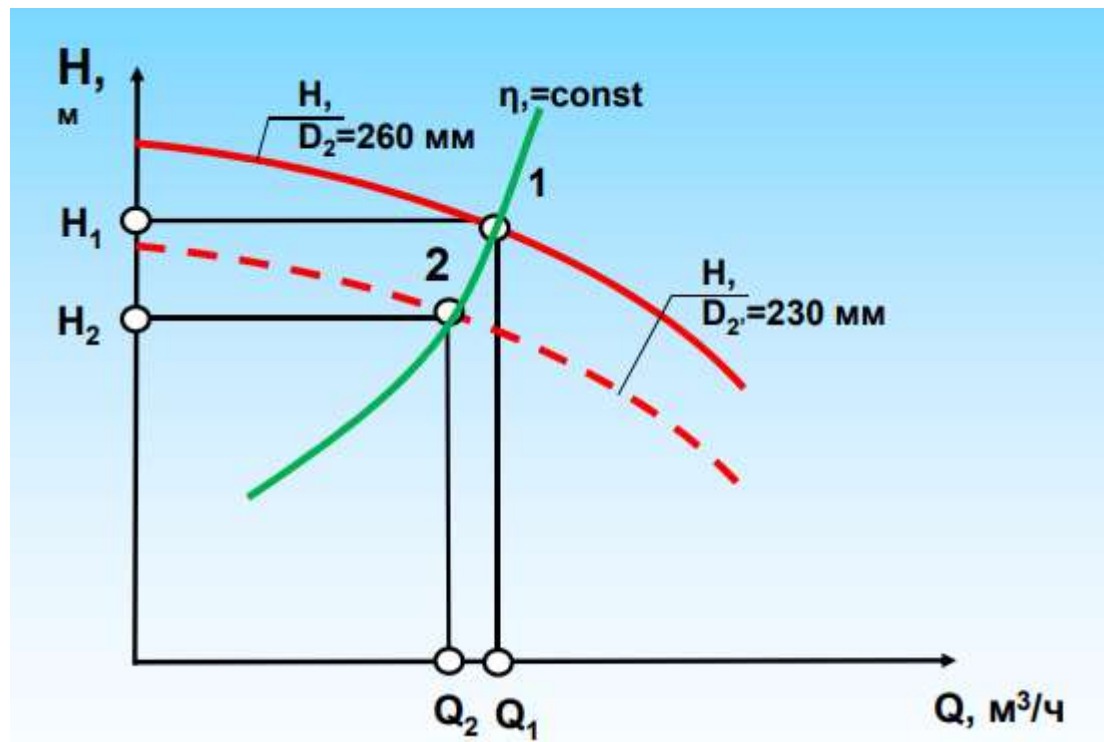
Опыты показывают, что для режимов работы насоса, удовлетворяющих этим зависимостям, КПД насоса приблизительно одинаков.

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



# Обточка рабочих колес по диаметру

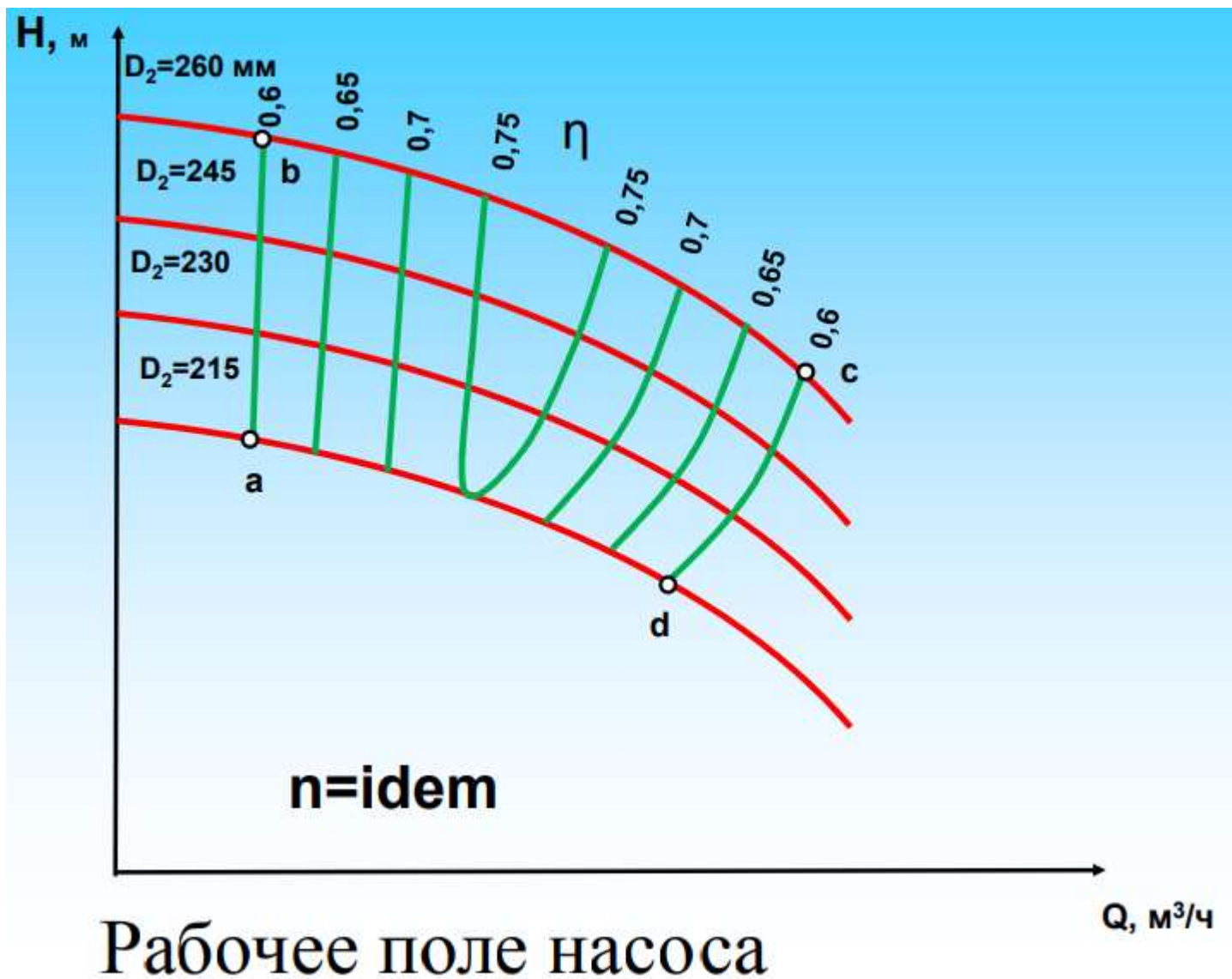
Построение рабочей характеристики



$$Q_2 = Q_1 \cdot \left( \frac{D_{2'}}{D_2} \right)^2$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left( \frac{D_{2'}}{D_2} \right)^2$$

# Обточка рабочих колес по диаметру



# Обточка рабочих колес по диаметру

Если характеристика насоса задана аналитически:

$$H = h - bQ^2$$

При изменении диаметра колеса или частоты вращения:

$$H = K_h \cdot h - bQ^2$$

$K_h$  – коэффициент пересчета

здесь  $K_h = (D_1 / D_0)^2$  или

$$K_h = (n_1 / n_0)^2$$

$D_0$ ,  $n_0$  – начальные значения

$D_1$ ,  $n_1$  – конечные значения

# Работа насоса на одиночный 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.

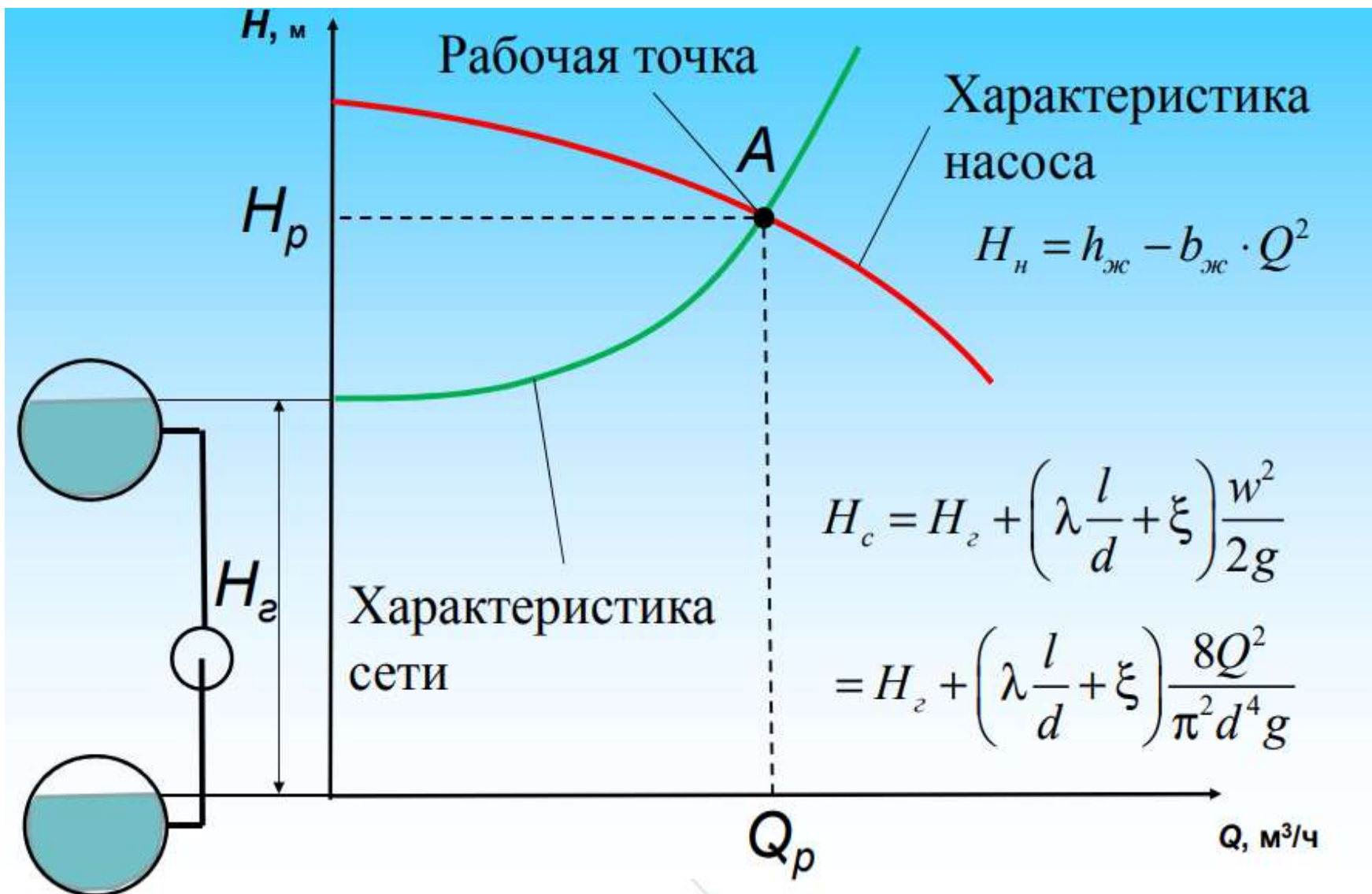
# Работа насоса на одиночный трубопровод

**Характеристика сети** (нагнетательный трубопровод-потребитель) зависит от требований потребителя (высоты подъема или необходимого давления жидкости) и от потерь напора в нагнетательном трубопроводе.

Последнее растет с увеличением подачи.

Наложением характеристики сети на характеристику насоса можно найти рабочий режим всей системы

# Работа насоса на одиночный трубопровод



Рабочая точка А показывает какой напор  $H$  должен создать насос для того, чтобы поднять жидкость на высоту  $H_r$  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.

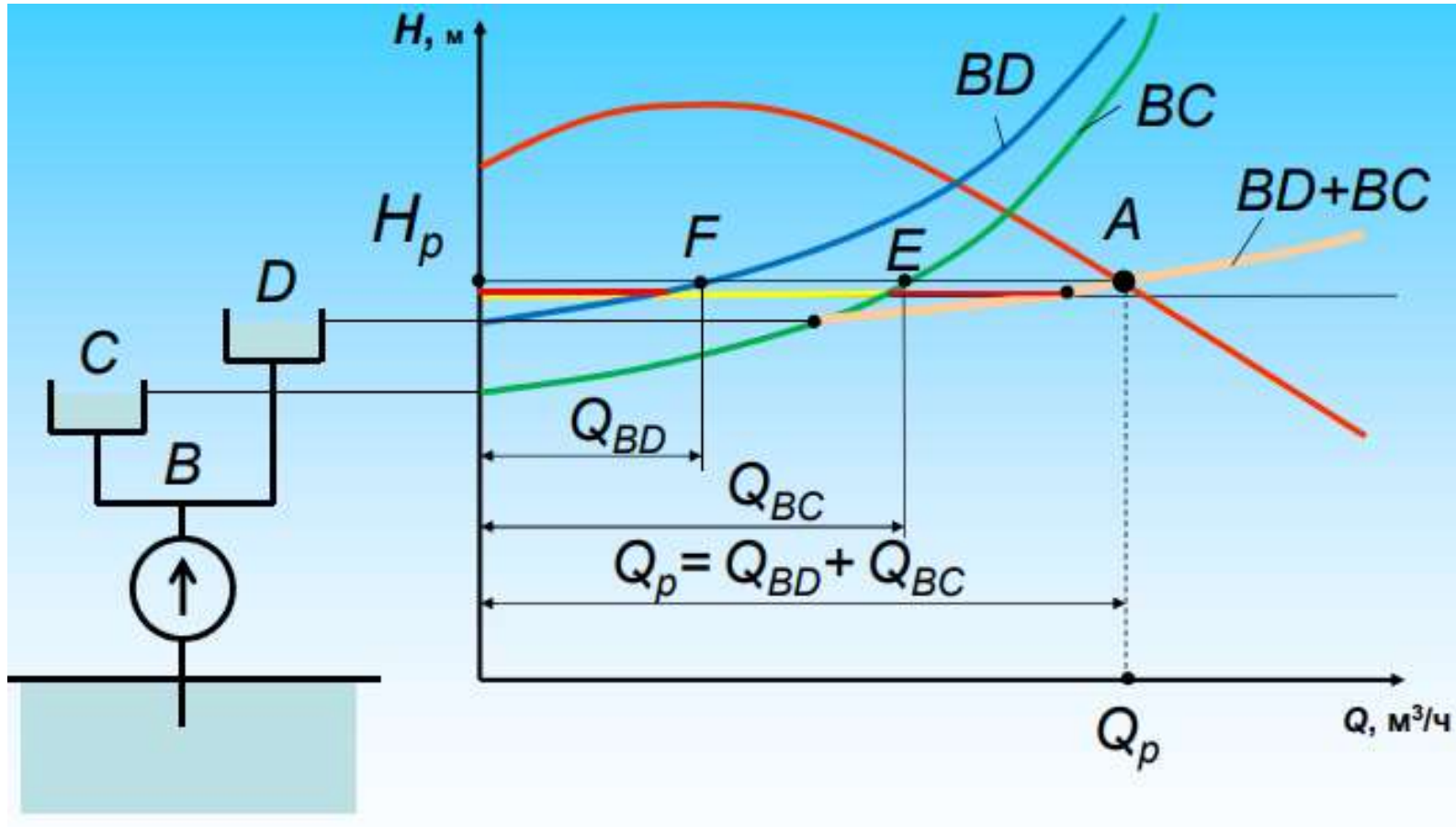
Насос создает напор более высокий, чем уровни жидкости в резервуарах.

# Работа насоса на разветвленный трубопровод

Суммарная характеристика трубопроводов получается сложением абсцисс характеристик трубопроводов.

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

# Работа насоса на разветвленный трубопровод



Во всех случаях работы насоса точка А должна быть в области его эффективного рабочего режима

# Параллельная работа насосов

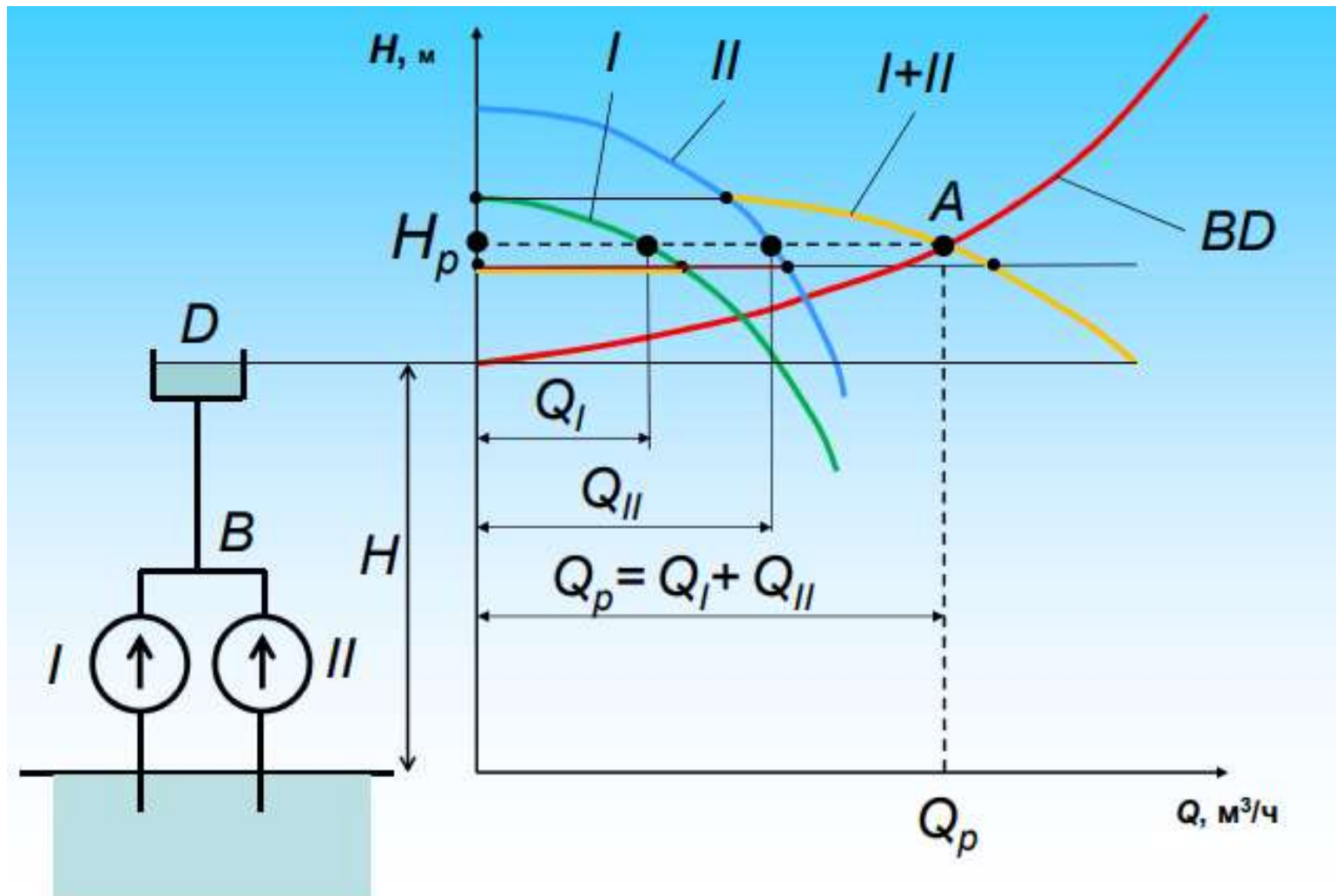
# Параллельная работа насосов

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.

При параллельной работе насосов подача их складывается, а напоры равны

# Параллельная работа насосов



# Параллельная работа насосов

Если характеристики насосов заданы аналитически:

$H = h_1 - b_1 Q^2$  – напорная характеристика первого насоса

$H = h_2 - b_2 Q^2$  – второго, то  $H_1 = H_2 = H$  и

$$Q = Q_1 + Q_2 = \sqrt{(h_1 - H) / b_1} + \sqrt{(h_2 - H) / b_2}$$

Для однотипных насосов с одним и тем же диаметром рабочего колеса имеем

$$H = h - b (Q / m_H)^2$$

где  $m_H$  – число параллельно соединенных насосов.

# Параллельная работа насосов

При параллельной работе двух насосов возможен режим их работы , при котором напор одного из них (например насоса I) превысит напор другого в его режиме нулевой подачи.

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

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



# 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

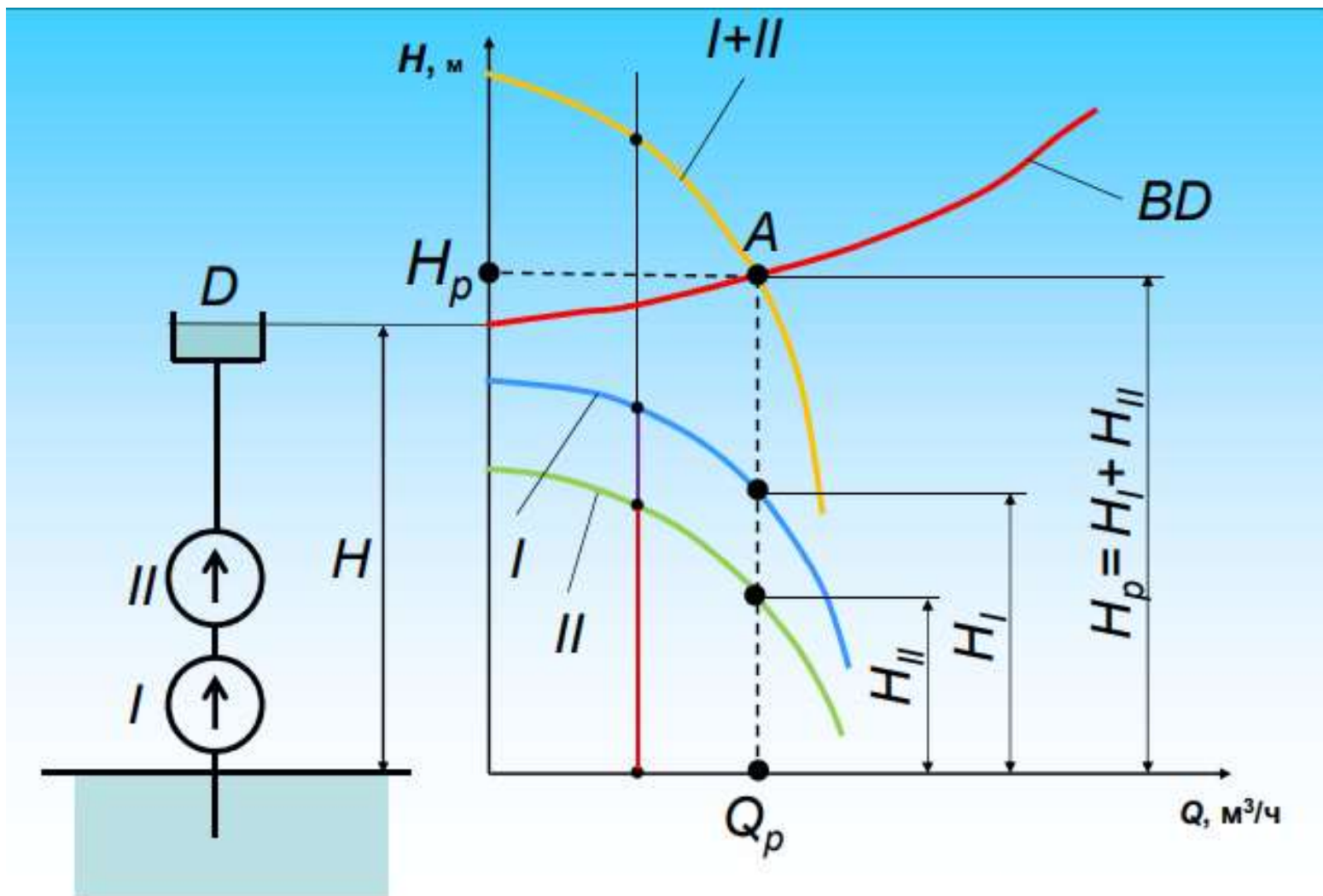
# Последовательная работа насосов

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.

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



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

Если характеристики насосов заданы аналитически:

$H = h_1 - b_1 Q^2$  – напорная характеристика первого насоса

$H = h_2 - b_2 Q^2$  – второго, то  $Q_1 = Q_2 = Q$  и  $H = (h_1 + h_2) - (b_1 + b_2) Q^2$

Для однотипных насосов с одним и тем же диаметром рабочего колеса имеем

$$H = m_H (h - b Q^2)$$

где  $m_H$  – число последовательно соединенных насосов.

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

# Влияние плотности и вязкости

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
- некоторых нефтепродуктов (плотность менее  $1000 \text{ кг/м}^3$ ), но при этом с большой вязкостью

# Влияние плотности и вязкости

Основные *технические показатели* любого насоса определяются при работе его на воде с плотностью  $1000 \text{ кг/м}^3$  и вязкостью  $0,01 \text{ см}^2/\text{с}$  при  $t_{\text{ст}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  и вносятся в техническую документацию на насос.

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



# Влияние плотности и вязкости

## *Влияние плотности:*

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

С увеличением плотности - 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

## *Влияние вязкости:*

Вязкость оказывает значительно большее по сравнению с плотностью жидкости влияние на потери мощности. При подаче вязкой сырой нефти и нефтепродуктов потери мощности насоса резко увеличиваются, и КПД насоса уменьшается. При увеличении вязкости подаваемой жидкости уменьшаются напор и подача насоса, и характеристика  $Q-H$  снижается.

# Влияние плотности и вязкости

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

В большинстве методов используются пересчетные коэффициенты для подачи ( $K_{qv}$ ), напора ( $K_{Hv}$ ) 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 по формулам:

$$Q_v = K_{qv} \cdot Q_B$$

$$H_v = K_{Hv} \cdot H_B$$

$$\eta_v = K_{\eta v} \cdot \eta_B$$

# Пересчет технических показателей насоса

## 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

**Допущение.** При постоянной частоте вращения вала насоса и увеличении вязкости нефтепродукта кривая  $H = F(Q)$  снижается так, что коэффициент быстроходности насоса на режиме максимального к.п.д. остается постоянным:

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

$$Q_B^{0,5} / H_B^{0,75} = Q_v^{0,5} / H_v^{0,75}$$

# Пересчет технических показателей насоса

Следовательно, для вычислений относящихся к режиму максимального к.п.д. при перекачке вязкого нефтепродукта необходим только один опытный поправочный коэффициент пересчёта для напора  $K_H$  или подачи  $K_Q$ . Второй коэффициент (например,  $K_Q$  при известном  $K_H$ ) может быть вычислен по уравнению

$$Q_v / Q_B = (H_v / H_B)^{1,5}$$

$$K_Q = K_H^{1,5}$$



# Пересчет технических показателей насоса

Пересчёт характеристик необходим, если кинематическая вязкость транспортируемой жидкости  $\nu_t$  при заданной температуре перекачки  $t = t_{п.н}$  попадает на интервал:

$$\nu_{II} < \nu_t \leq \nu_{дон}$$

где  $\nu_{п}$  – критическое значение вязкости (в  $\text{м}^2/\text{с}$ ) перекачиваемой жидкости, при превышении которой необходим пересчёт напора и подачи насоса;

# Пересчет технических показателей насоса

$$v_{II} < v_t \leq v_{доп}$$

$v_{доп}$  - максимально-допустимая вязкость жидкости, при которой центробежный насос ещё способен вести перекачку без предварительной подготовки жидкости (например, без предварительного её подогрева: для центробежных нефтяных насосов серии НМ  $v_{доп} = 3\text{Ст} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

# Пересчет технических показателей насоса

Кинематическая вязкость  $\nu_t$  находится по формуле

$$\nu_t = \mu_t / \rho_t$$

где  $\rho_t$  и  $\mu_t$  – соответственно плотность (в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ) и динамическая вязкость (в  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ) перекачиваемой жидкости при  $t = t_{\text{п.н}}$

# Пересчет технических показателей насоса

$t_{п.н}$  находится по известной формуле Рейнольдса-Филонова:

$$\mu_t = \mu_{СТ} \cdot e^{-\beta(t_{п.н.} - t_{СТ})}$$

при  $-5^{\circ}C \leq t_{п.н.} \leq 80^{\circ}C$

где  $\beta$  - коэффициент крутизны вискозограммы ( $\beta = 0,02 - 0,03$ , где нижний предел соответствует высоким температурам, а верхний – низким).

# Пересчет технических показателей насоса

Критическое значение вязкости

$$v_{\Pi} > nD_K^2 / Re_{\Pi}$$

Чтобы определить необходимость пересчета характеристик насоса, необходимо найти число  $Re_H$ , называемое числом Рейнольдса в насосе, и сравнить его с переходным числом Рейнольдса  $Re_{\Pi}$ .

# Пересчет технических показателей насоса

Если  $Re_H \geq Re_{\Pi} (v_t \leq v_{\Pi})$ , то в пересчёте (Q – H) - характеристики с воды на вязкую жидкость **НЕТ НЕОБХОДИМОСТИ**.

Если  $Re_H < Re_{\Pi} (v_t > v_{\Pi})$ , то **ПЕРЕСЧЁТ НЕОБХОДИМ**.

# Пересчет технических показателей насоса

$$\text{Re}_H = v_{\text{схж}} \cdot D_K / \nu_t = (n \cdot D_K) \cdot D_K / \nu_t = n \cdot D_K^2 / \nu_t$$

$v_{\text{схж}} = n D_K$  и  $\nu_t$  – соответственно характерная скорость схода жидкости с лопаток рабочего колеса насоса (в м/с) и кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости (в м<sup>2</sup>/с);

$D_K$  и  $n$  – соответственно диаметр (в м) и число оборотов (в с<sup>-1</sup>) рабочего колеса насоса.

# Пересчет технических показателей насоса

$$\text{Re}_{II} = 3,16 \cdot 10^5 \cdot n_s^{-0,05}$$

где  $n_s$  - коэффициент быстроходности насоса на режиме максимального к.п.д., являющийся индивидуальной характеристикой насоса



# Пересчет технических показателей насоса

В случае  $Re_H < Re_{\Pi}$

для вычисления коэффициентов пересчёта напора  $K_H$ , подачи  $K_Q$  и к.п.д.  $K_{\eta}$  насоса с воды на вязкую нефть используются следующие формулы:

$$K_H = 1 - 0,1281g(Re_{\Pi} / Re_H)$$

$$K_Q = K_H^{1,5}$$

$$K_{\eta} = 1 - a_{\eta} \lg(Re_{гр} / Re_H)$$

где  $Re_{гр}$  – граничное число Рейнольдса,  $a_{\eta}$  - поправочный коэффициент

# Пересчет технических показателей насоса

$$\text{Re}_{gp} \approx 0,224 \cdot 10^5 n_s^{0,384}$$

$$a_\eta \approx 1,33 \cdot n_s^{-0,326}$$

# Кавитация

# Явление кавитации

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.

Пузырьки паров увлекаются движущимся потоком и, попадая в сферу более высокого давления, конденсируются. Процесс конденсации происходит очень интенсивно

# Явление кавитации



# Явление кавитации

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).

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





# Явление кавитации





# Явление кавитации

При кавитации имеют место следующие явления:

- снижение подачи, напора, уменьшение КПД и мощности, так как часть полости колеса заполняется пузырьками пара;
- эрозия (механическое разрушение) материала стенок колеса, корпуса. Эрозия является наиболее опасным следствием кавитации

# Явление кавитации

- коррозия (химическое разрушение) металла в зоне кавитации кислородом воздуха, выделяющимся из жидкости при прохождении зоны вакуума. Коррозия поверхности металла усиливается из-за механического разрушения защитной оксидной пленки, покрывающей металл. Особенно быстро разрушается чугун. Разрушаются и более стойкие металлы - бронза, нержавеющая сталь;

# Явление кавитации

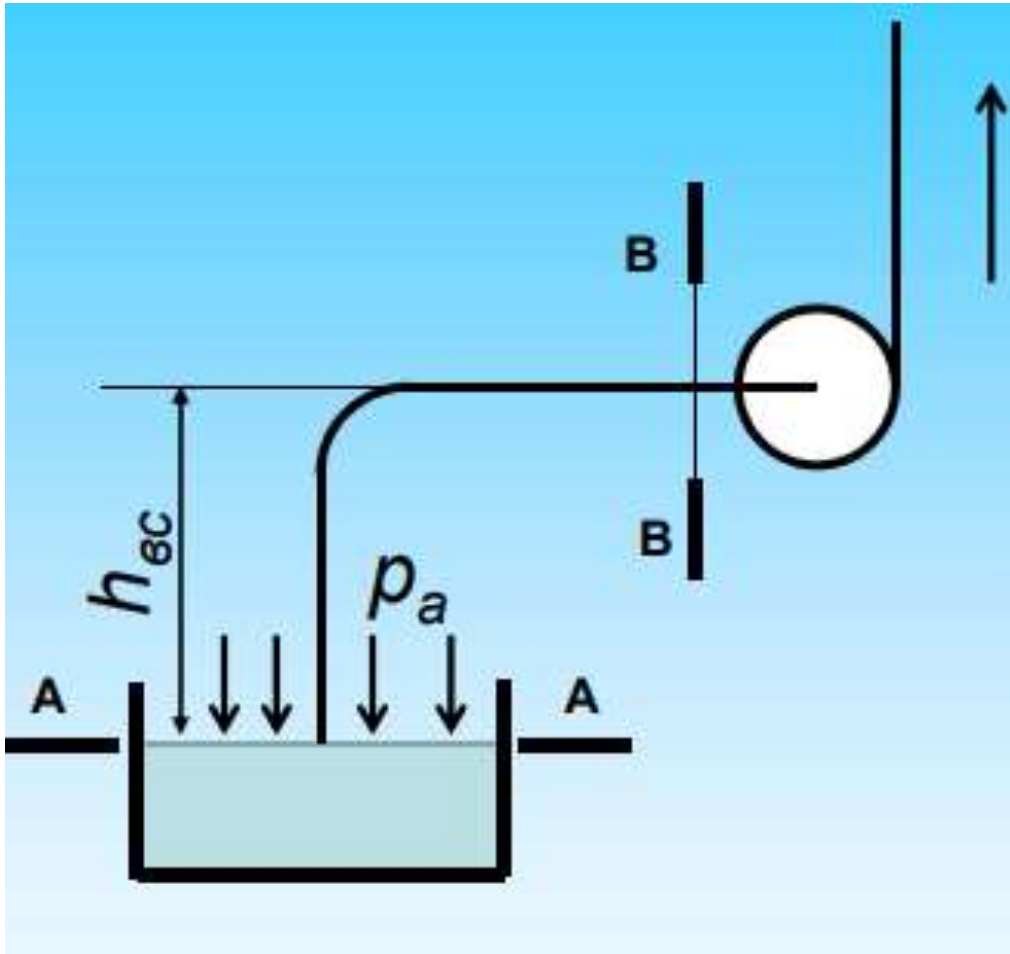
- местное повышение температуры при сжатии пузырьков (при сжатии газов, как известно, температура повышается), а также вследствие ударов и деформации стенок и жидкости;
- электрические явления, связанные с окислением металла и местным повышением температуры (образование термопар между холодными и нагретыми стенками);
- шум и вибрация насоса.

# Явление кавитации

При эксплуатации центробежных насосов кавитация может возникнуть:

- при понижении уровня жидкости во всасывающем резервуаре ниже расчетного;
- при повышении температуры перекачиваемой жидкости;
- при неправильной установке и неправильном монтаже насоса

# Явление кавитации



$$\frac{p_a}{\rho g} = h_{BC} + \frac{p_{BC}}{\rho g} + \frac{v_{BC}^2}{2g} + \sum h_{ном}$$

Преобразуем

$$\frac{p_{BC}}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - h_{BC} - \frac{v_{BC}^2}{2g} - \sum h_{ном}$$

Из выражения видно, что давление во входном патрубке уменьшается с увеличением высоты всасывания и гидравлического сопротивления

# Явление кавитации

Обозначим

$$H_{\text{ВАК}} = \frac{p_a - p_{\text{BC}}}{\rho g} = h_{\text{BC}} + \frac{v_{\text{BC}}^2}{2g} + \sum h_{\text{ном}}$$

$H_{\text{вак}}$  - вакууметрическая высота всасывания.

Величину  $H_{\text{вак}}$  при испытаниях и эксплуатации насоса можно измерить по показаниям вакуумметра на входном патрубке

# Явление кавитации

Условие бескавитационной работы насоса

$$H_{\text{ВАК}} \leq H_{\text{ДОП.ВАК}}$$

$H_{\text{доп.вак}}$  - допустимая вакууметрическая высота всасывания, зависящая от подачи насоса и внешних факторов: атмосферного давления и температур

В каталогах на насосы приводят зависимость  $H_{\text{ДОП.ВАК}} = f(Q)$

# Кавитационные испытания

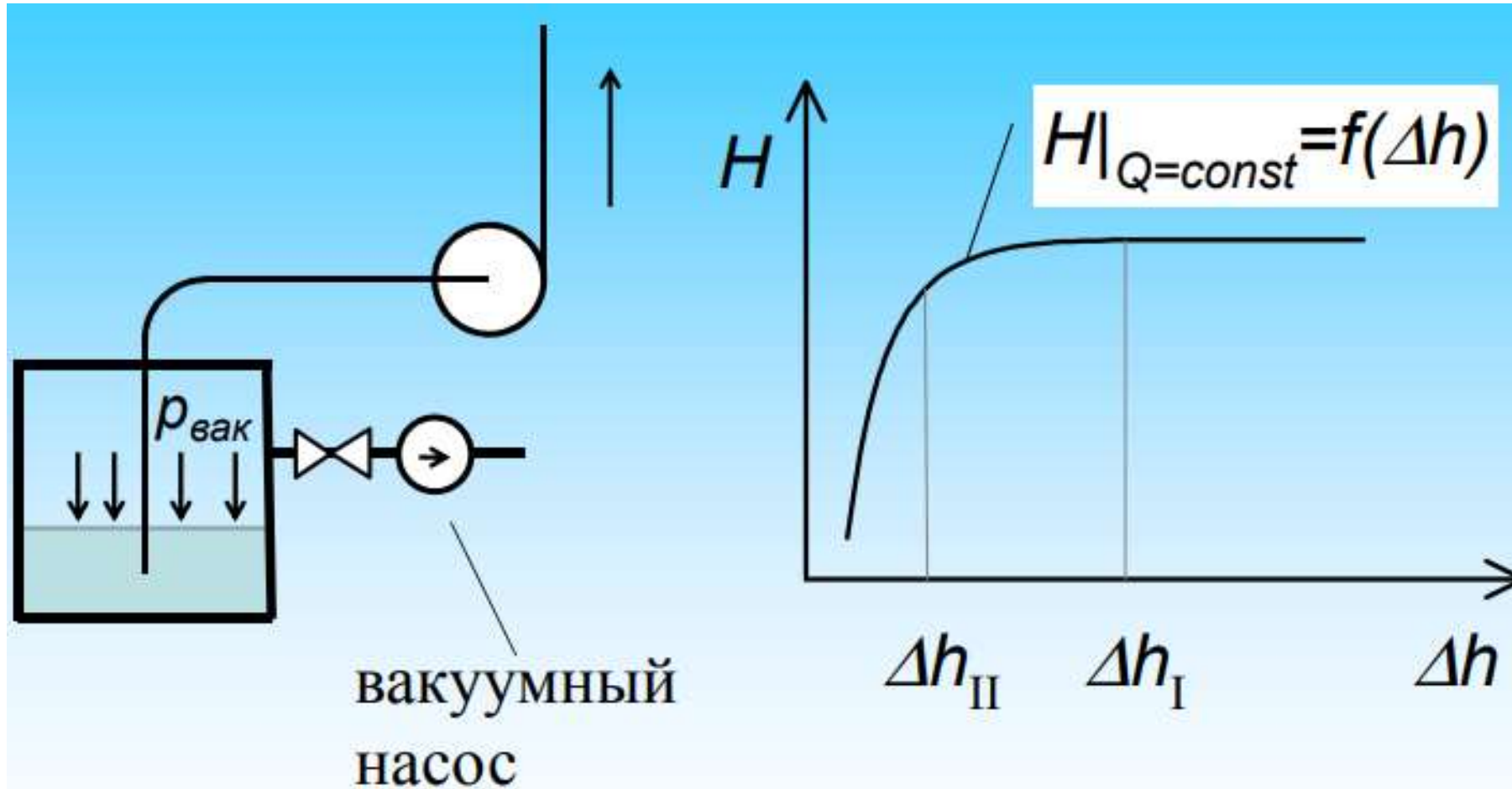
*Кавитационный запас* – превышение удельной энергии жидкости во входном патрубке насоса над удельной энергией насыщенных паров

$$\Delta h = \frac{p_{BC}}{\rho g} + \frac{v_{BC}^2}{2g} - \frac{p_{Н.П.}}{\rho g}$$

$p_{Н.П.}$  – давление насыщенных паров жидкости при заданной температуре



# Кавитационные испытания



Значение кавитационного запаса, при котором возникает кавитация, называют критическим

# Кавитационные испытания

Режим работы насоса, когда при неизменной подаче начинается падение напора, называют первым критическим режимом. Ему соответствует **первый критический кавитационный запас  $\Delta h_1$** .

При дальнейшем уменьшении кавитационного запаса  $\Delta h$ , кавитационная каверна расширяется и приближается к концу рабочей лопатки. При некотором значении  $\Delta h_{II}$  она теряет устойчивость, и это сопровождается резким снижением напора.

# Кавитационные испытания

Условие бескавитационной работы насоса

$$\Delta h \geq \Delta h_{\text{доп}}$$

Для того чтобы насос не работал в режиме кавитации из-за неточности учета всех факторов на нее влияющих, в качестве допустимого кавитационного запаса принимают величину, на (10...30) % большую  $\Delta h_1$ , то есть

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_1$$

# Кавитационные испытания

Допустимая высота всасывания

$$H_{\text{доп}} = \frac{P_a - P_{\text{вс}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \sum h_{\text{пот}}$$

Превышение допустимой высоты всасывания при монтаже насоса приведет к описанным здесь негативным явлениям.

# Явление кавитации

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

$$H_s = H_a - 10 \left( \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3}$$

$H_a$  - 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

$n_s$	50-70	70-80	80-150	150-220
$c_{кр}$	600-750	800	800-1000	1000-1200

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

$$H_s = 10 \left( \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3}$$

т. е. для работы насоса необходимо создать подпор.

# 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-УЗ: 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.

# Регулирование рабочего режима 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.



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

Наиболее **популярные методы** изменения параметров насоса следующие:

- Дроссельное регулирование
- Регулирование байпасом
- Изменение диаметра рабочего колеса
- Регулирование скорости

Метод регулирования выбирается исходя из величины начальных инвестиций в оборудование и расходов на эксплуатацию.

## Дроссельный способ регулирования

Во многих рабочих процессах необходимо изменять скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. Изменение скорости может осуществляться разными способами.

Одним из них является ***дроссельное управление***.

***Дроссельный способ регулирования*** скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы.

# Дроссельный способ регулирования

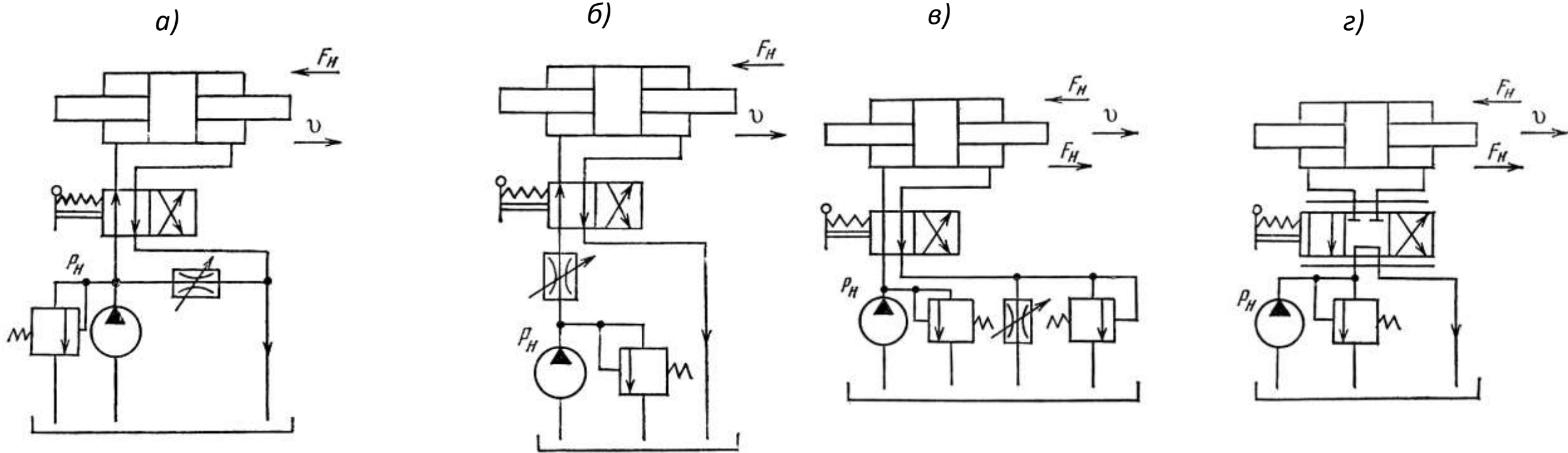


Рисунок - Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием:

*а* - с **параллельным** включением дросселя;

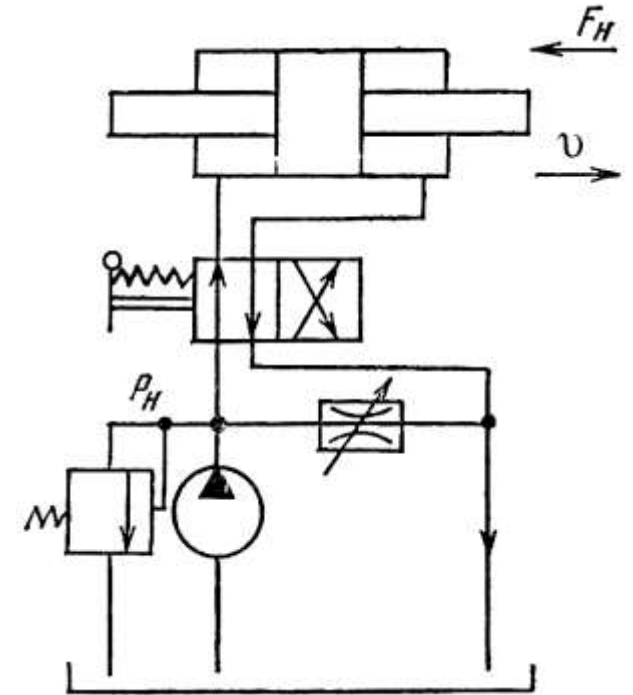
*с последовательным* включением дросселя: *б* - с дросселем на входе; *в* - с дросселем на выходе; *г* - дросселирование в распределителе на входе и выходе

# Дроссельный способ регулирования

Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо **последовательно** с гидродвигателем, либо **параллельно** гидродвигателю.

При **параллельном** включении дросселя (рис. а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока: один поток проходит через гидродвигатель, другой - через регулируемый дроссель.

Скорость поршня для этой схемы определится выражением



а - с **параллельным** включением дросселя

$$v = \frac{1}{S} \left( Q_H - \mu S_{dp} \sqrt{\frac{2F_H}{\rho S}} \right)$$

# Дроссельный способ регулирования

$$v = \frac{1}{S} \left( Q_H - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2F_H}{\rho S}} \right)$$

где  $S$  - эффективная площадь поршня;

$Q_H$  - подача насоса;

$S_{др}$  - площадь проходного сечения дросселя;

$\mu$  - коэффициент расхода;

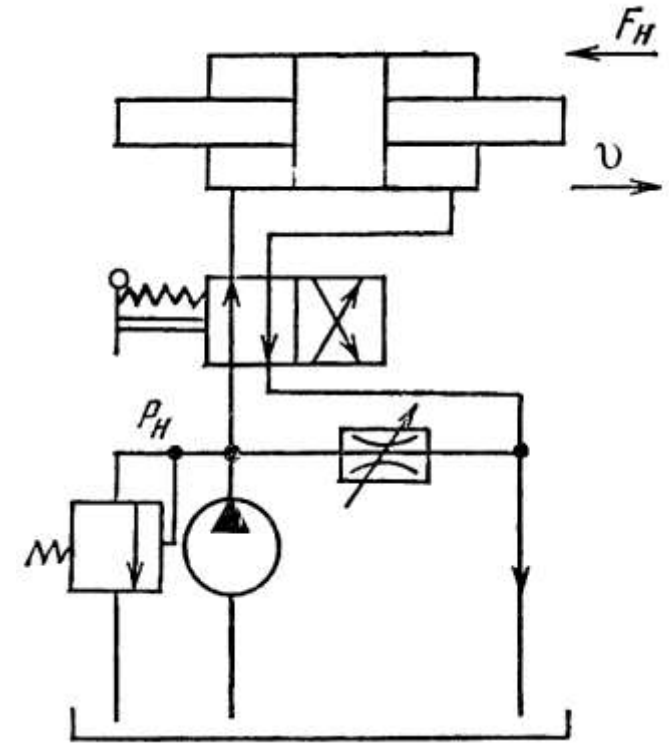
$F_H$  - нагрузка на шток поршня;

$\rho$  - плотность жидкости.

# Дроссельный способ регулирования

В такой системе при постоянной внешней нагрузке  $F_H = \text{const}$ , скорость движения будет изменяться от  $u_{\min}$  до  $u_{\max}$  при изменении площади проходного сечения дросселя  $S_{др}$  от  $S_{др \max}$  до  $S_{др} = 0$ .

Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки  $P_H = F_H / S$  и не является постоянной величиной, такую систему называют *системой с переменным давлением*.

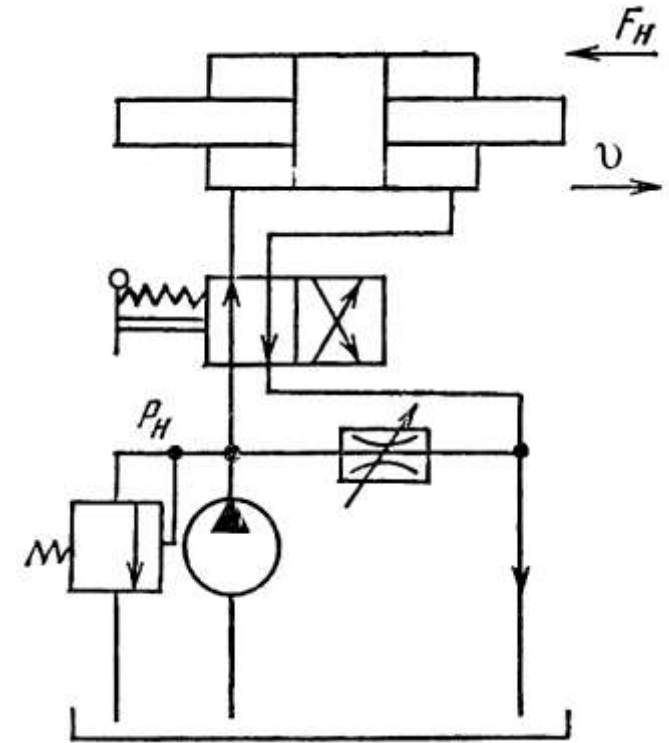


а - с *параллельным* включением дросселя

# Дроссельный способ регулирования

Клапан, установленный в системе, является предохранительным.

Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).



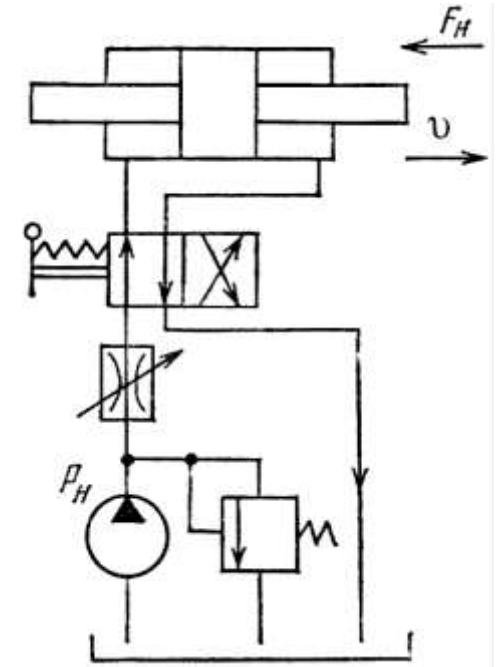
*a* - с **параллельным** включением дросселя

# Дроссельный способ регулирования

Последовательное включение дросселя осуществляется на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя.

При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения давления  $P_H$  на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан.

Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название *система с постоянным давлением*.



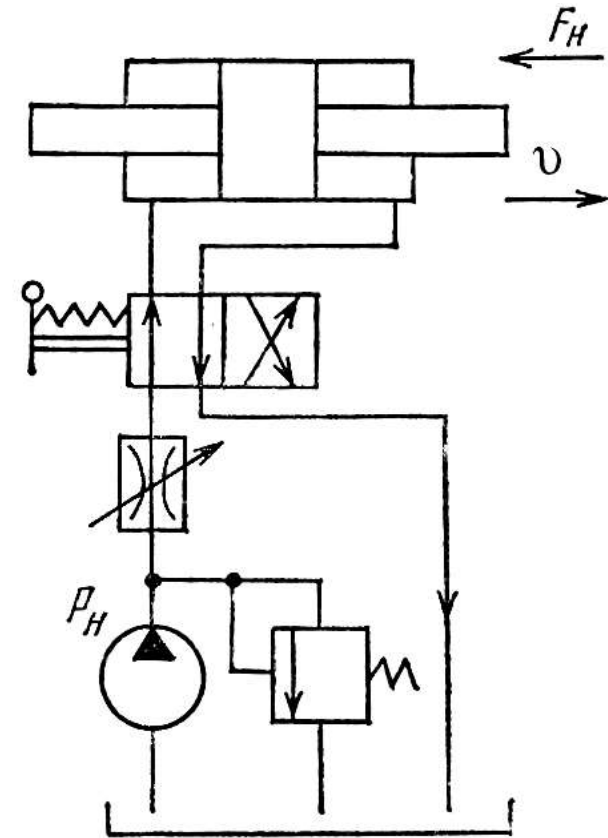
с **последовательным** включением дросселя



# Дроссельный способ регулирования

Гидропривод с дросселем на входе (рис. 2, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке.

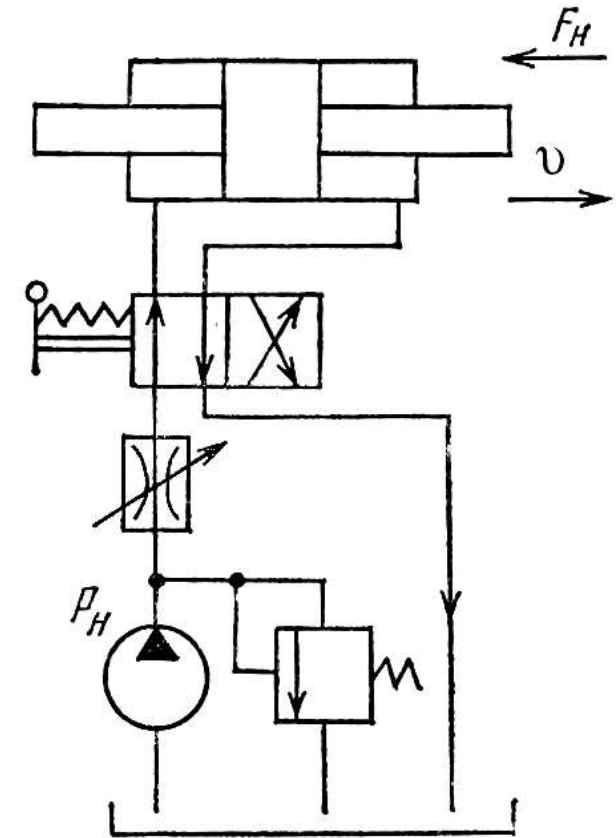
При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при зарытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.



*с последовательным включением дросселя*

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением

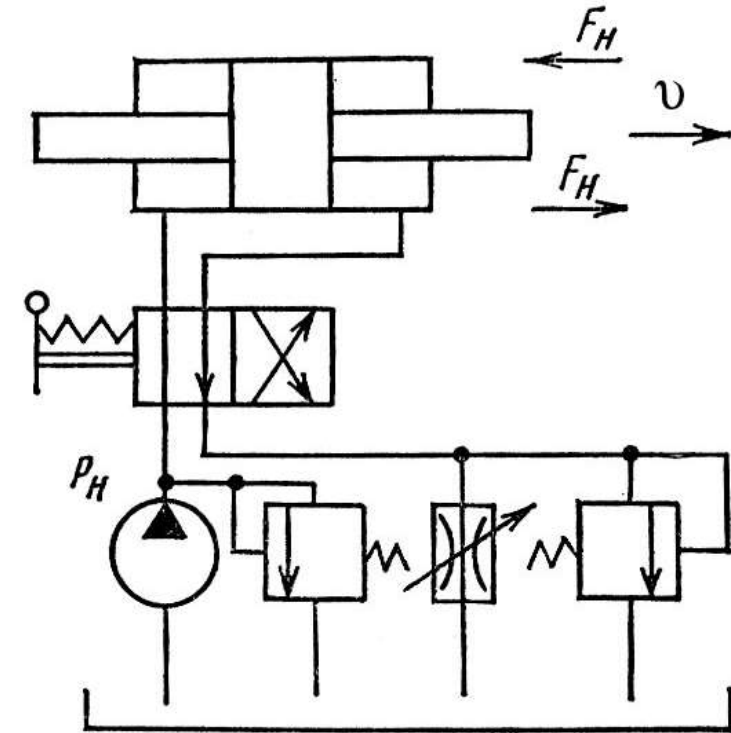
$$v = \mu \frac{S_{др}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( P_H - \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}$$



с **последовательным**  
включением дросселя

Гидропривод с дросселем на выходе (рис. в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы  $F_H$  изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив.

Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена определится



с последовательным включением дросселя

## Дроссельный способ регулирования

При установке дросселя на выходе в случаях больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень. Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

**Недостатком дроссельного регулирования** является то, что при регулировании часть энергии тратится на преодоление сопротивления в дросселе и предохранительном клапане, вследствие чего повышается температура жидкости, а это отрицательно сказывается на работе гидросистемы. При дроссельном регулировании снижается КПД гидропривода, и отсутствует постоянство скорости движения выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке.

## Дроссельный способ регулирования

При установке дросселя на выходе в случаях больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень.

Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

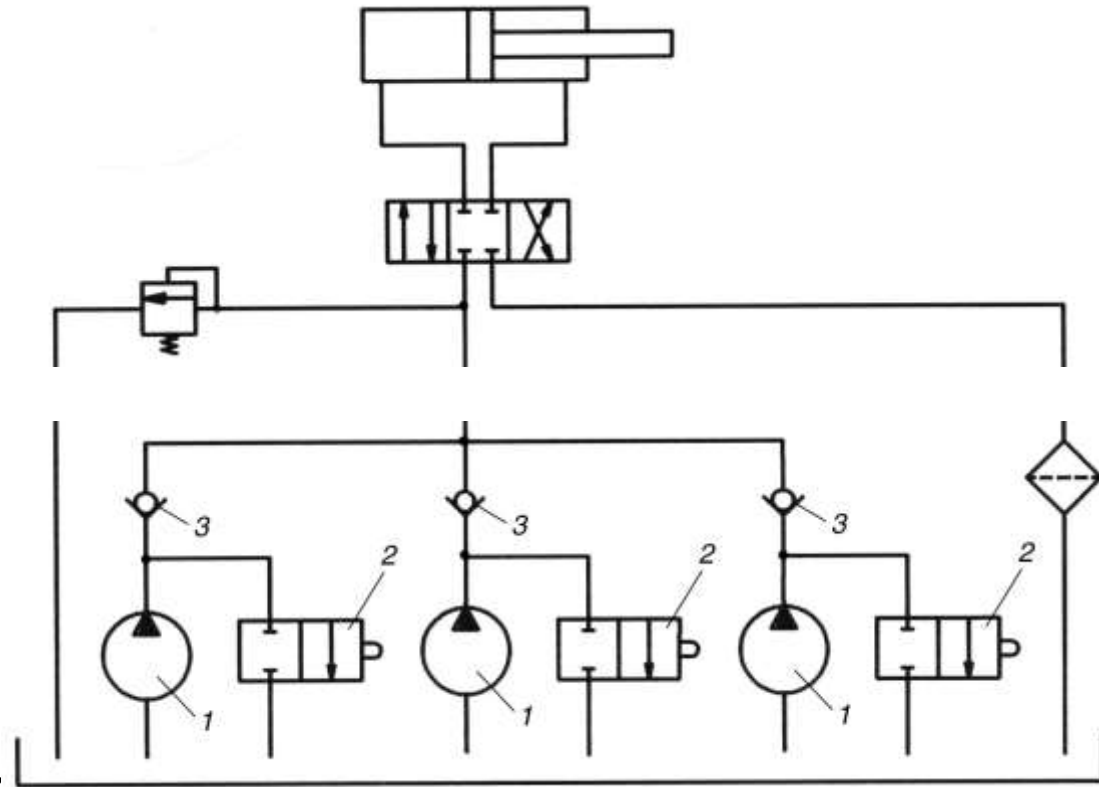
## Объемное регулирование

Для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых вся жидкость от насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя.

## Объемное регулирование

*Ступенчатое регулирование*, являясь разновидностью объемного, обычно осуществляется или путем подключения в систему различных по производительности насосов (различных по расходу гидродвигателей).

Изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра (рис. ) осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с линией слива (при помощи кранов 2). Обратные клапаны 3 в системе отключают разгруженный насос от линии высокого давления.



Объемное ступенчатое регулирование

## Объемное регулирование

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.



## Объемное регулирование

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.

*Регулирование путем изменения рабочего объема насоса может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного или вращательного движений.*

# Объемное регулирование

На рис. *а* приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4.

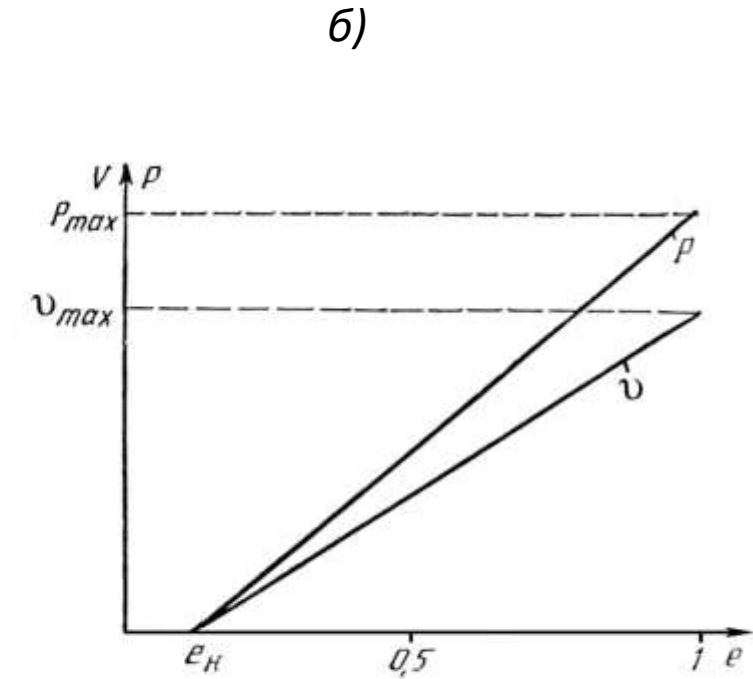
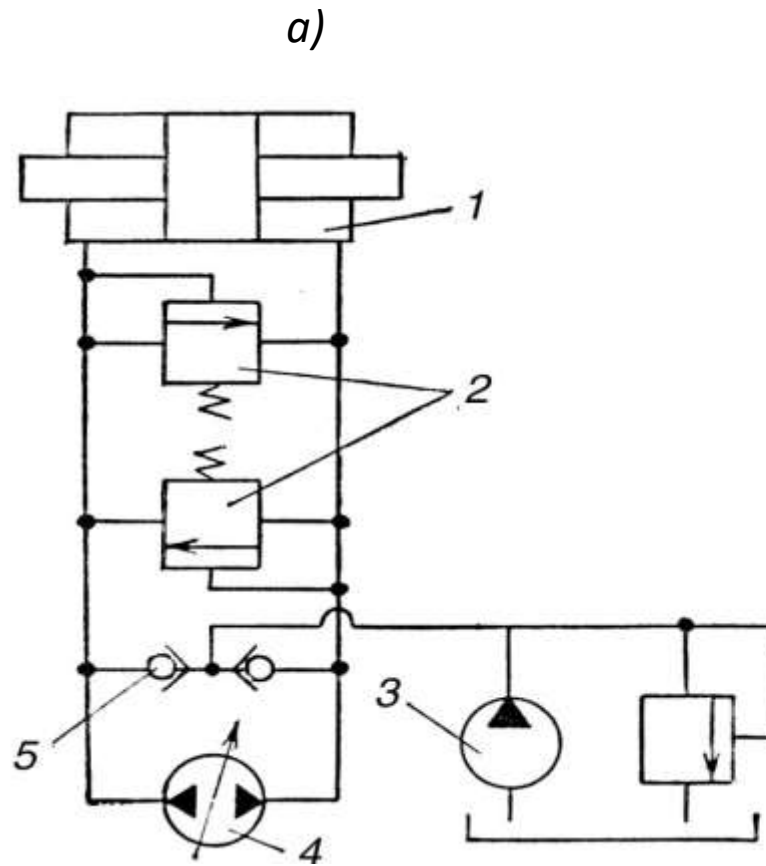


Рисунок - Гидропривод с регулируемым насосом:  
*а* - принципиальная схема; *б* - зависимость скорости и давления от параметра регулирования; 1 - гидроцилиндр; 2 – предохранительный клапан; 3 - вспомогательный насос; 4 - регулируемый насос; 5 - обратный клапан

# Объемное регулирование

Выражение для скорости движения штока при  $F_H / S < P_k$  записывается в виде

$$v = \frac{e_H q_H n_H}{S} - r_s \frac{F_H}{S^2}$$

где  $q_H$  - максимальный рабочий объем насоса;

$n_H$  - частота вращения насоса;

$S$  - эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

$r_c$  - коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки);

$F_H$  - нагрузка на шток поршня;

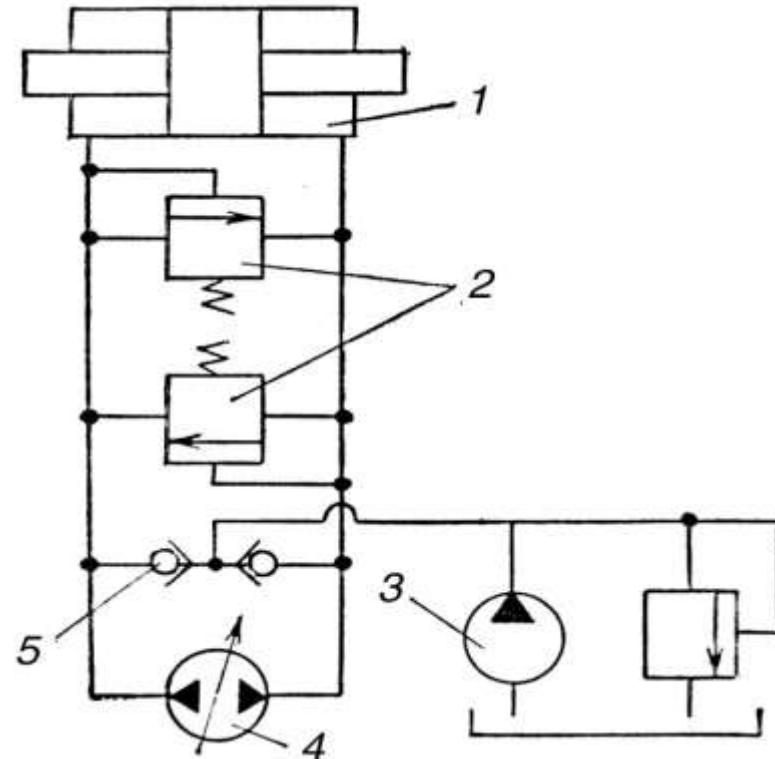
$P_k$  - давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны;

$e_H$  - параметр регулирования насоса, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному рабочему объему.

# Объемное регулирование

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса).

При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении

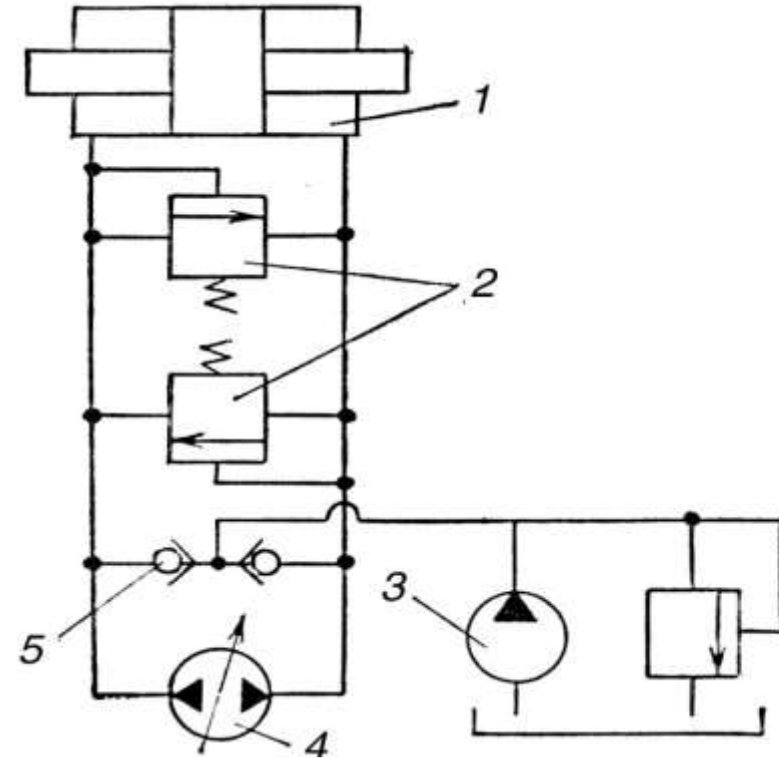


Гидропривод с регулируемым насосом

# Объемное регулирование

Напорная и сливная гидролинии меняются местами.

Для компенсации утечек в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется вспомогательный насос 3, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 5.



Гидропривод с регулируемым насосом

## Объемное регулирование

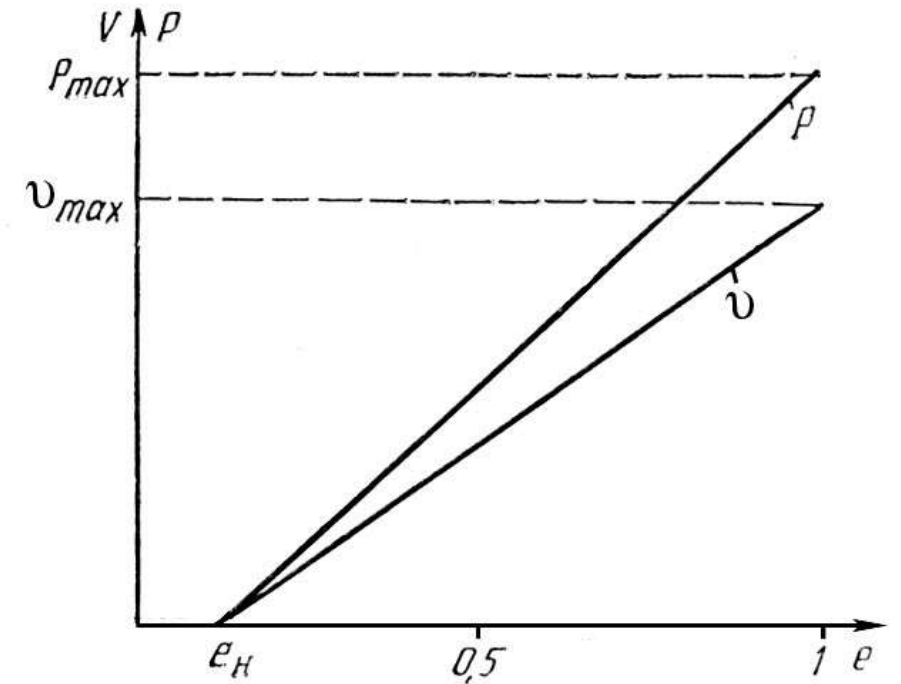
При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения.

В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемый его рабочим объемом.

# Объемное регулирование

На рис. представлена зависимость скорости движения и мощности на выходном звене гидропривода от параметра регулирования при постоянной нагрузке.

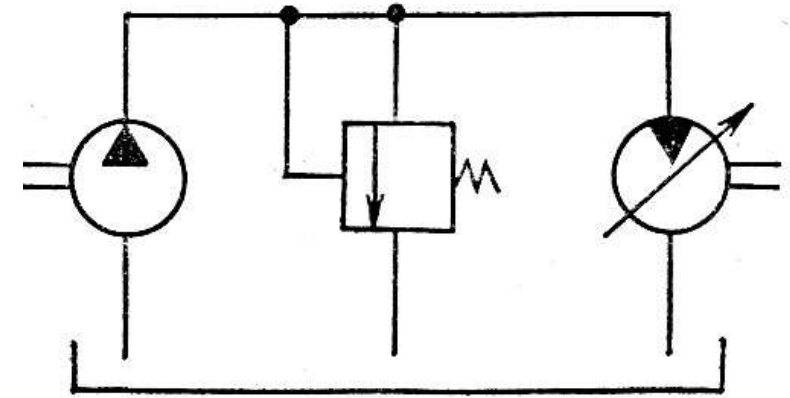
Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах.



Зависимость скорости и давления от параметра регулирования

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (рис.).

В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене.



Принципиальная схема гидропривода с регулируемым гидромотором



Частота вращения вала гидромотора  $n_M$  при  $P_1 < P_K$  определяется соотношением

$$n_M = \frac{q_H n_H - r_s P_1}{e_M q_{M \max}}$$

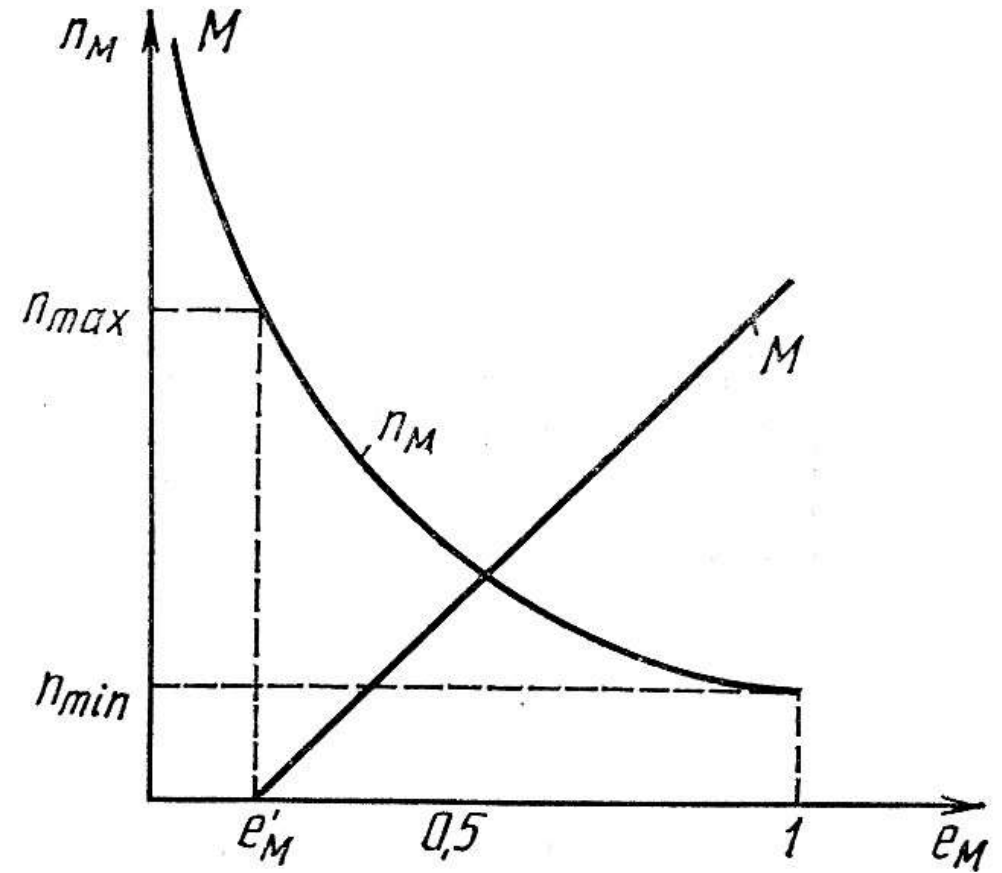
где  $q_{M \max}$  - максимальный рабочий объем гидромотора;  
 $e_M$  - параметр регулирования гидромотора;  
 $P_1$  - давление в напорной гидролинии;  
 $r_c$  - коэффициент объемных потерь (утечек) в системе.

Из данного выражения следует, что при  $e_M \rightarrow 0$   $n_M$  возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение  $e'_M$ , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ( $P_1 = 0$ ).

# Объемное регулирование

На рис. представлена зависимость частоты вращения и развиваемого момента на валу гидромотора от параметра регулирования при постоянном давлении  $P_1$ .

Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором. Данный способ позволяет получить большой диапазон регулирования.



Зависимость скорости и давления от параметра регулирования

# Объемное регулирование

На рис. представлены принципиальная схема (а) и характеристика (б) гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.

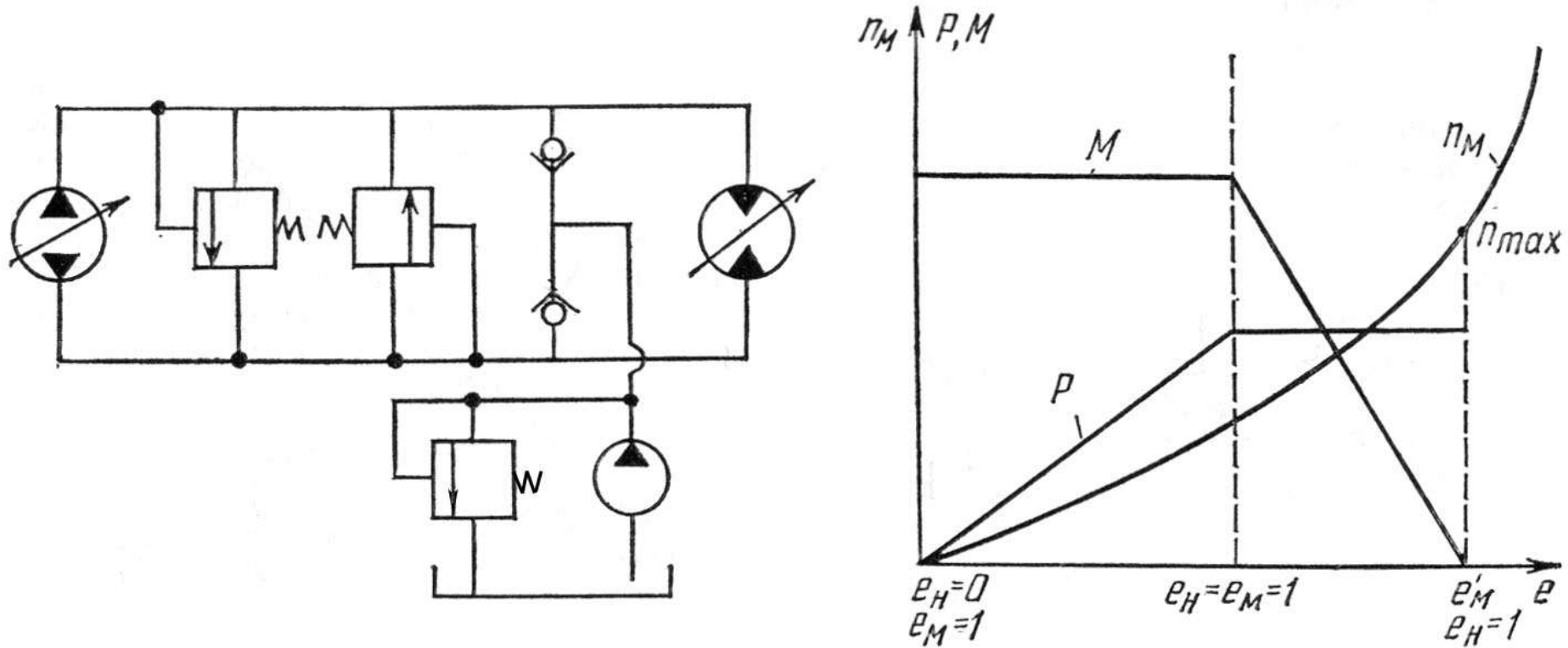


Рисунок - Гидропривод с регулируемым насосом и гидромотором

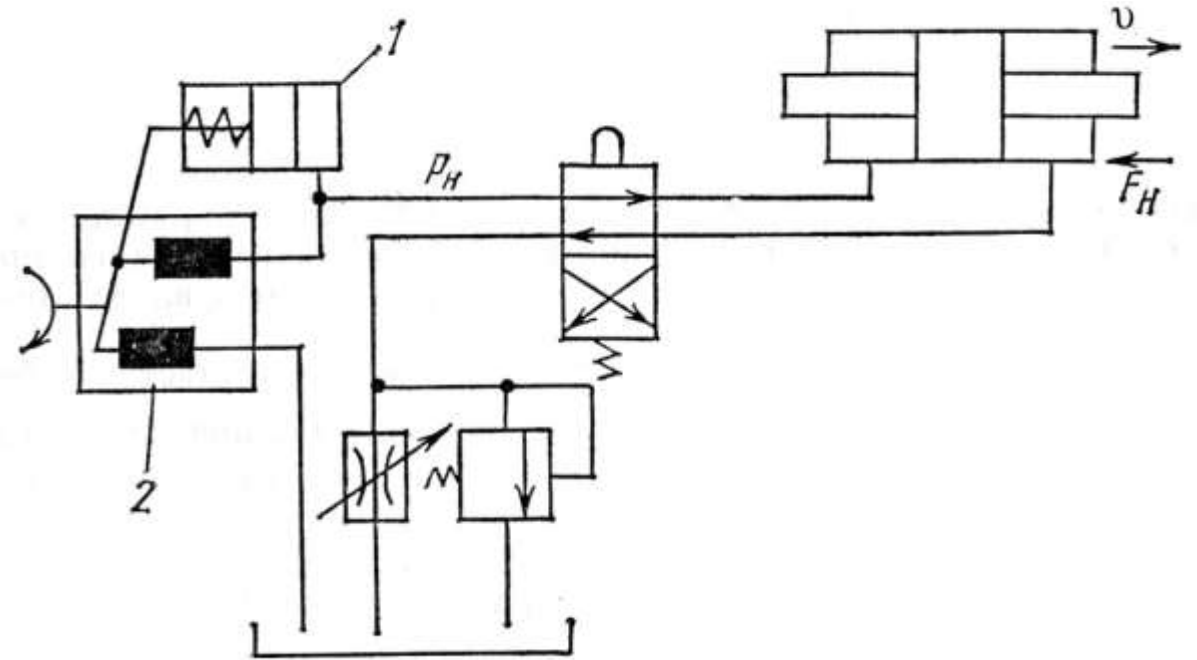
## Комбинированное регулирование

Комбинированное регулирование или *объемно-дроссельное регулирование* скорости движения выходного звена гидродвигателя заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а за счет изменения подачи насоса.

В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

# Комбинированное регулирование

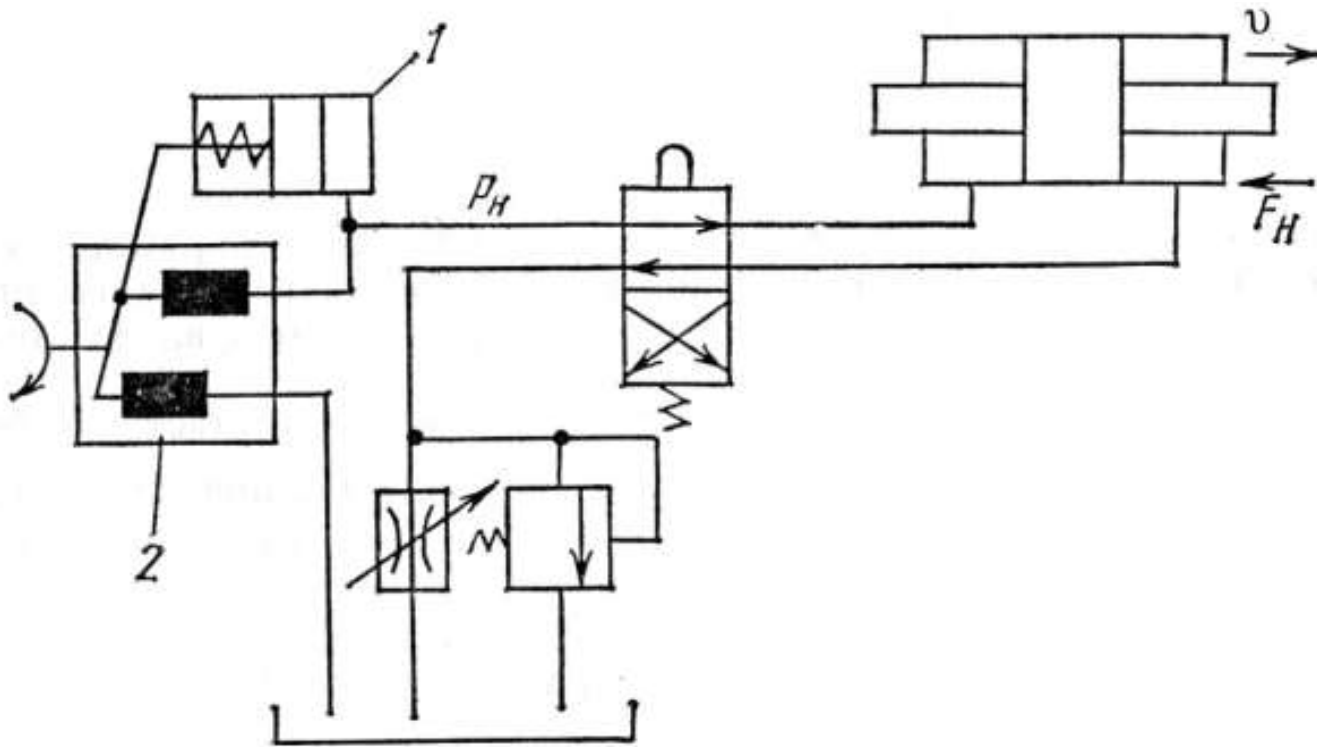
На рис. представлена схема гидропривода поступательного движения с объемно-дроссельным управлением скоростью. Постоянное давление  $P_H$  поддерживается путем совместной работы регулятора 1 и аксиально-поршневого регулируемого насоса 2.



Гидропривод с объемно-дроссельным управлением скоростью выходного звена гидродвигателя

# Комбинированное регулирование

Изменение давления  $P_H$  приводит к изменению положения поршня регулятора 1 и связанного с ним наклонного диска насоса 2. Изменение положения диска приводит к изменению подачи насоса  $Q$ .



Поэтому в такой системе подача насоса всегда равна расходу через гидродвигатель и дроссель при  $P_H = \text{const}$ .

Рисунок - Гидропривод с объемно-дроссельным управлением скоростью выходного звена гидродвигателя

## Сравнение способов регулирования

Сравнительную оценку различных систем регулирования скорости гидроприводов целесообразно проводить по двум показателям: нагрузочной характеристике привода  $u = f(F_H)$  и КПД системы регулирования.

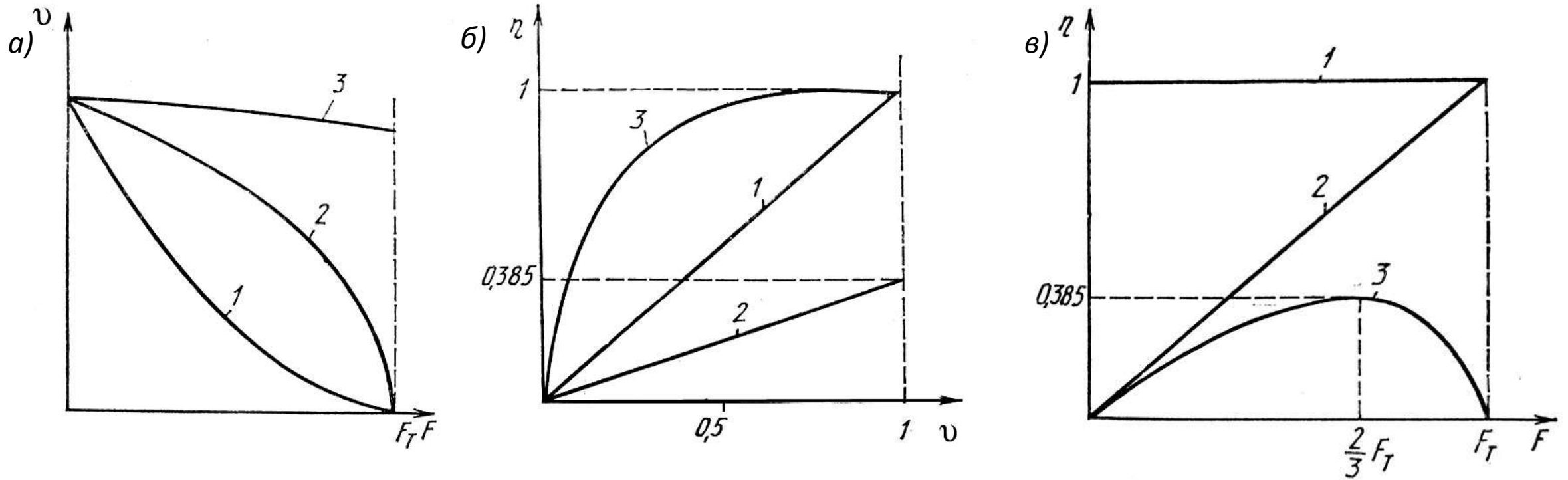


Рисунок - Характеристики гидроприводов с различными способами регулирования

На рис. *a* приведены нагрузочные характеристики, построенные для гидроприводов с одинаковой максимальной нагрузкой (1 - система с переменным давлением, 2 - система постоянным давлением, 3 - объемное регулирование).



Так как для управляемых гидроприводов наибольший интерес представляет не значение КПД на одном из режимов работы, а характер изменения КПД во всем диапазоне регулирования при различных нагрузках, то сравнение систем лучше всего проводить по характеристикам:

$$\eta = \varphi(\bar{v})$$

$$\eta = f(F_H)$$

где  $\bar{v}$  - отношение текущего значения скорости при данной нагрузке к максимальному значению скорости при той же нагрузке.

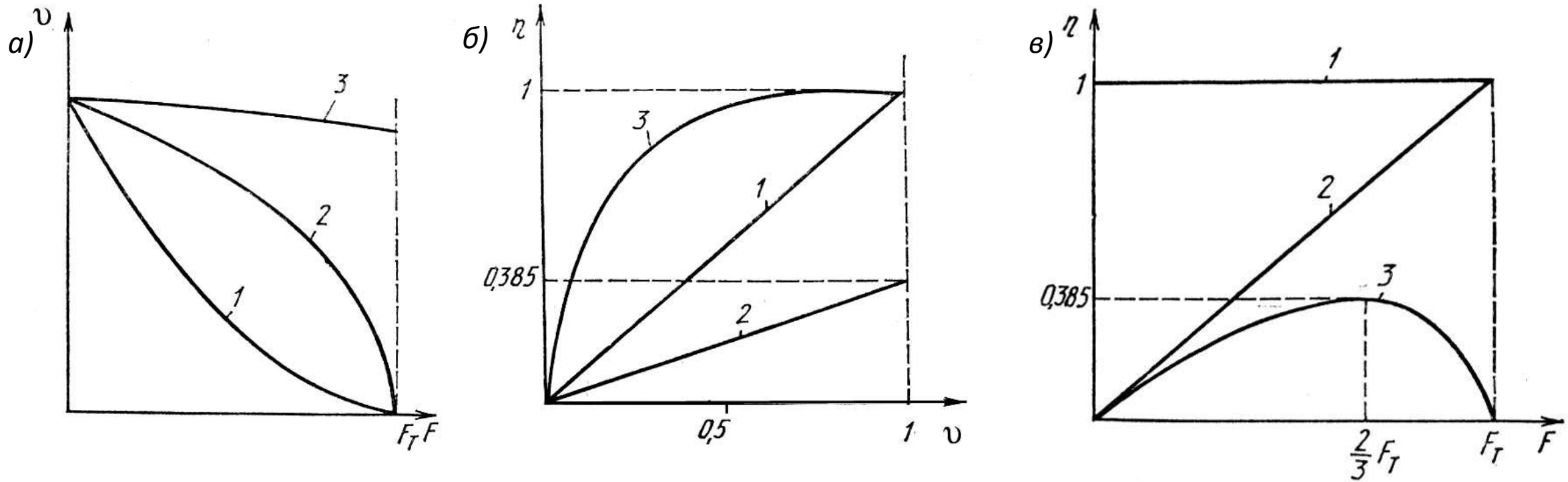


Рисунок - Характеристики гидроприводов с различными способами регулирования

На рис. , б приведены характеристики КПД систем регулирования (1 - параллельное включение дросселя; 2 - последовательное включение дросселя при оптимальной нагрузке; 3 - объемно-дроссельное управление при оптимальной нагрузке и объемное управление)

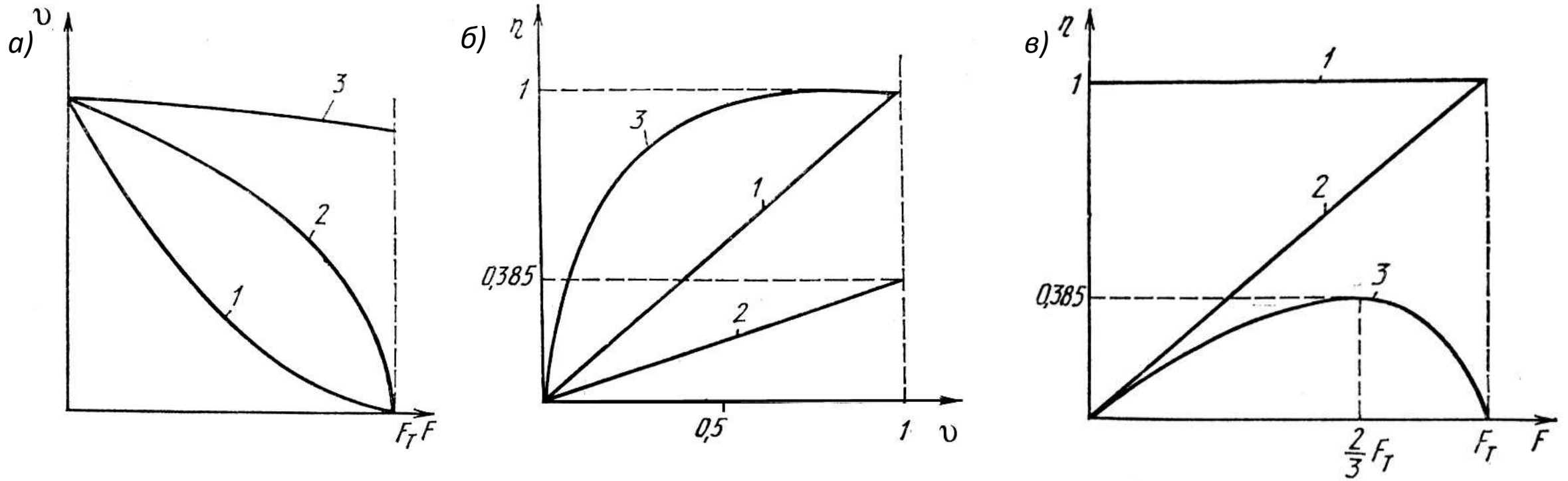


Рисунок - Характеристики гидроприводов с различными способами регулирования

На рис. в - зависимости КПД системы регулирования от нагрузки при максимальной скорости движения выходного звена привода (1 - параллельное включение дросселя и объемное управление; 2 - объемно-дроссельное управление; 3 - последовательное включение дросселя).

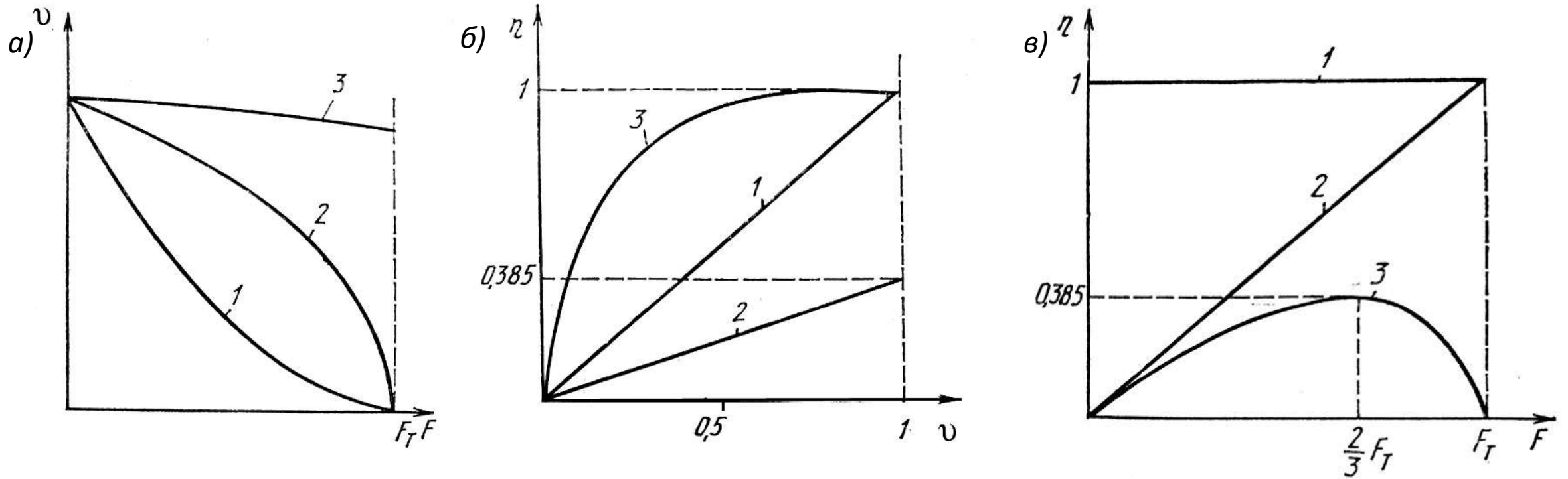


Рисунок - Характеристики гидроприводов с различными способами регулирования

Сравнение характеристик на рис. показывает, что гидропривод с объемным управлением имеет самую стабильную характеристику скорости во всем диапазоне изменения нагрузок и самый высокий КПД системы регулирования во всем диапазоне регулирования скорости.

Однако стоимость регулируемых гидромашин выше, чем нерегулируемых, и поэтому только в гидроприводах большой мощности ( $N > 10$  кВт), где выигрыш в энергетике компенсирует увеличение стоимости, целесообразно использовать систему объемного управления.

В приводах же небольшой мощности рационально использовать системы дроссельного регулирования, обеспечив при этом стабильность скорости при изменении нагрузки.

# Контроль знаний

# Контроль знаний

*Пройти тестирование:*

1. Что называется подачей или производительностью насоса?
  - а) Количество жидкости, перекачиваемой в единицу времени;
  - б) Максимальная высота столба жидкости, на которую центробежный насос способен поднять жидкость, работая на вертикальную трубу;
  - в) Отношение полезной мощности к потребляемой мощности;
  - г) Мощность потребляемая электродвигателем.

## Контроль знаний

2. Объемные насосы делятся

- а) по конструкции рабочего органа
- б) по ведущему рабочему органу
- в) по виду рабочих органов
- г) по характеру движения рабочих органов

3. Из скольких частей состоит поршневой насос?

- а) одной
- б) двух
- в) трех
- г) четырех



## Контроль знаний

4. Что называется коэффициентом полезного действия насосного агрегата?

а) Количество жидкости, перекачиваемой в единицу времени;

б) Максимальная высота столба жидкости, на которую центробежный насос способен поднять жидкость, работая на вертикальную трубу;

в) Отношение полезной мощности насоса к потребляемой мощности электродвигателем;

г) Мощность потребляемая электродвигателем.

## Контроль знаний

5. Что такое напор центробежного насоса?

а) это сила, действующая на единицу поверхности рабочего колеса центробежного насоса;

б) это высота столба жидкости, на которую центробежный насос способен поднять жидкость, если бы он работал на вертикальную трубу;

в) это перепад давлений на входе и выходе центробежного насоса;

г) это вес столба жидкости насоса.

## Контроль знаний

6. В каких единицах измеряется подача центробежного насоса?

- а) м. вод. ст.
- б) куб м / час
- в) киловатт
- г) процентах

7. Как классифицируются насосы по типу перекачиваемой жидкости?

- а) нефтяные
- б) газовые
- в) водяные
- г) мультифазные

## Контроль знаний

8. Что такое графические характеристики насосного агрегата?

а) Это полученные экспериментальным путем линии зависимости напора от подачи

б) Это полученные экспериментальным путем линии зависимости мощности от подачи

в) Это полученные экспериментальным путем линии зависимости КПД от подачи.

г) Это полученные экспериментальным путем линии зависимости подачи от напора

## Контроль знаний

9. Что называется секцией насоса ЦНС?

- а) Одно рабочее колесо и один направляющий аппарат;
- б) Гидравлическая пята;
- в) Крышка с приемным патрубком;
- г) Кронштейны.

10. Марка насоса ЦНС180-128 означает – центробежный насос секционный с напором:

- а) 180 мм ртутного столба;
- б) 180 м водного столба;
- в) 120 мм ртутного столба;
- г) 128 м водного столба.