

СВМ

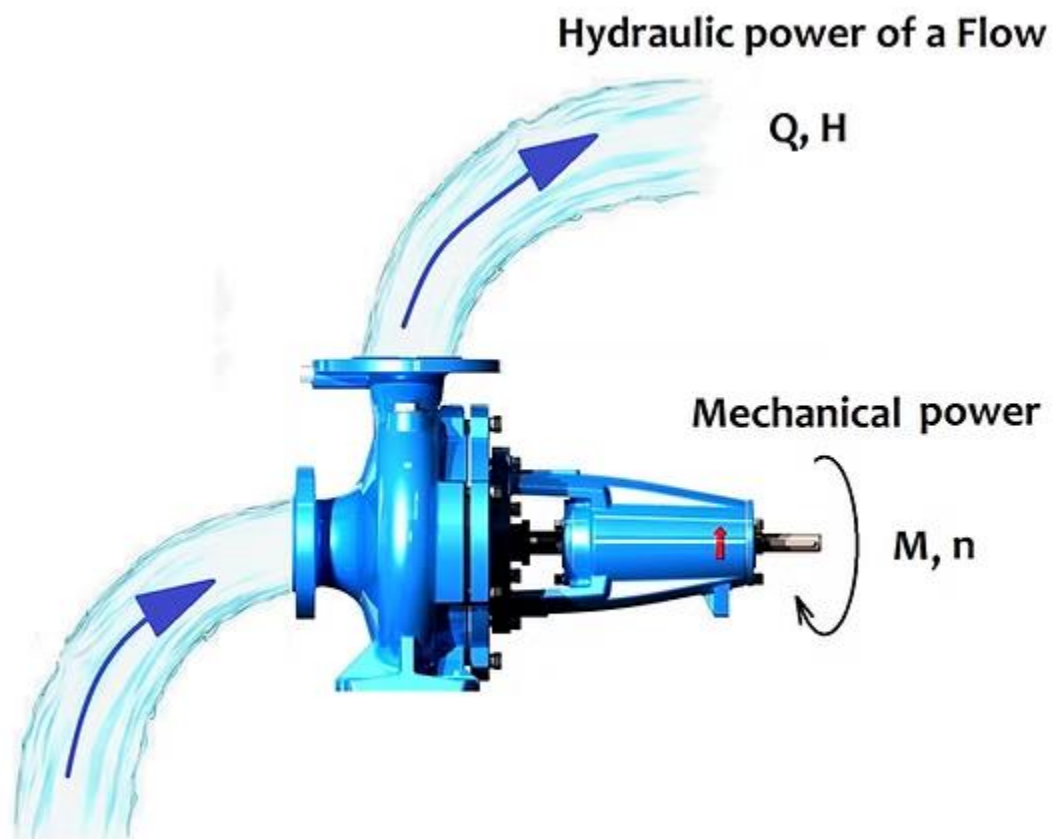
Лекция 30 # 2

Насосы...Характеристики... Кавитация

НАСОСЫ

Насос—гидравлическая машина,
преобразующая механическую энергию
приводного двигателя в энергию потока жидкости,
служащая для перемещения и создания напора
жидкостей всех видов,
механической смеси жидкости с твёрдыми и
коллоидными веществами или сжиженных газов

Насос - это машина, которая преобразует механическую энергию вращающегося вала в гидравлическую энергию потока жидкости.



«Устройства для перемещения воды и воздуха применялись еще во времена **Аристотеля (IV в. до н. э.).** **Водоподъемные машины(например, колеса с черпаками на периферии, «архимедовы винты» и др.),** приводимые в действие силой людей и животных, использовались за несколько тысячелетий до нашей эры на заре развития поливного земледелия ранних цивилизаций человечества (Египет, Вавилон, Индия, Китай). Некоторые из установок используют для орошения до сих пор (Сирия, Ирак, Египет)»

«Пожарный насос из Александрии, построенный примерно за **200 лет до н. э., можно рассматривать как первый прототип поршневого насоса.** Этот насос, созданный Ктесибием (Греция), содержал все элементы классического поршневого насоса (плунжер, клапаны, воздушные колпаки и эксцентриковый привод). Этот насос был хорошо известен в Древней Греции и Риме.»

«Происхождение **лопастного (центробежного) насоса трудно определить.** Существуют эскизы, выполненные **Леонардо да Винчи(1452–1519), по которым можно предположить об использовании центробежной силы** во вращающемся канале для перекачки воды.»

«Первое упоминание о **шестеренном (коловратном)** насосе было сделано в 1630 г. в сочинении французского монаха И. Лейхорна(1591–1670).»

«**Водоструйный насос был сконструирован в 1852 г.** английским физиком Д. Томсоном как лабораторный прибор.»

«Датой возникновения **динамического гидропривода** считается **1902 г.**, когда профессор Феттингер (Англия) предложил **конструкцию гидротрансформатора.** Первая гидродинамическая передача поэтому предложению была испытана в 1907 г. в приводе корабельного винта. »

Преобразуя **механическую энергию приводного двигателя в энергию движущейся жидкости**, насосы поднимают жидкость на определенную высоту, подают ее на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе.

Насос в любом случае гидравлическая машина, преобразующая **энергию приводного двигателя в потенциальную энергию давления и кинетическую энергию движущейся жидкости**.

Насосы – гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкостей под **напором**.

*То есть надо определиться что же такое **напор** и какие другие существуют характеристики насосов...*

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Производительность насоса — количество (объем или вес) жидкости, подаваемой в единицу времени. Размерность объемной производительности (Q) выражается в $м^3/ч$, $м^3/с$, $л/с$.

Весовая производительность (G) связана с объемной (Q) соотношением: $G = \rho Q$ где ρ — объемный вес жидкости.

Для измерения расхода служат расходомеры различных конструкций и принципа действия (механические, вихревые, ультразвуковые, электромагнитные, кориолисовые и др.).

.... Показать ультразвуковой датчик!



Напор (Н) – приращение удельной энергии перекачиваемой жидкости на участке от входа в насос до выхода из него или

разность между удельными энергиями жидкости на выходе и входе в насос.

Напор (давление) выражается в метрах водяного столба (*м*), атмосферах (*атм*), барах (*бар*), килограмм-сила на квадратный сантиметр (*кгс/см²*) или мегапаскалях (*МПа*).

$$10 \text{ м} = 1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (1 техническая атм)} \approx 1 \text{ атм} \approx 1 \text{ бар} \approx 0,1 \text{ МПа}$$

$$1 \text{ бар} = 100000 \text{ Па (0,1 МПа)} \approx 10,2 \text{ м}$$

$$1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па} = 1,01325 \text{ бар}$$

За рубежом распространены единицы psi (фунт-сила на квадратный дюйм):

$$1 \text{ psi} \approx 0,7 \text{ м} \approx 0,07 \text{ атм}; \quad 1 \text{ атм} \approx 14,7 \text{ psi}$$

Напор насоса – энергия, сообщаемая насосом потоку жидкости, отнесённая к единице веса жидкости.
Обозначается латинской буквой «H».

Измеряется в $\text{Дж/Н} = \text{Н} \cdot \text{м/Н} = \text{м}$. (метры вод. столба)

Производительность насоса (подача насоса) – это объёмный расход перекачиваемой насосом жидкости.

Обозначается латинской буквой «Q». Измеряется в $\text{м}^3/\text{ч}$ или л/с.

Мощность насоса — количество энергии, потребляемое насосом в единицу времени. Обозначается латинской буквой «N». Измеряется в Вт = Дж/с.

Следует различать мощность, передаваемую насосом в гидравлическую сеть, и мощность на валу насоса. Первая может быть рассчитана через напор (давление) и производительность:

$$N = Q \times \Delta p = Q \times \rho \, g \, H$$

(здесь Δp — перепад давления в насосе,
 ρ — плотность жидкости,
 g — ускорение свободного падения).

Мощность насоса и его коэффициент полезного действия.

Полезная мощность насоса (N_n) равна

$$N_n = \rho * g * Q * H,$$

где Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насоса, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Потребляемая мощность (N) больше полезной мощности на величину всех потерь мощности в насосе. Эти потери оцениваются полным КПД насоса (η), который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_n}{N}$$

$$N_{\text{hyd}} = Q \times H \times \rho \times g \text{ [Вт]}$$

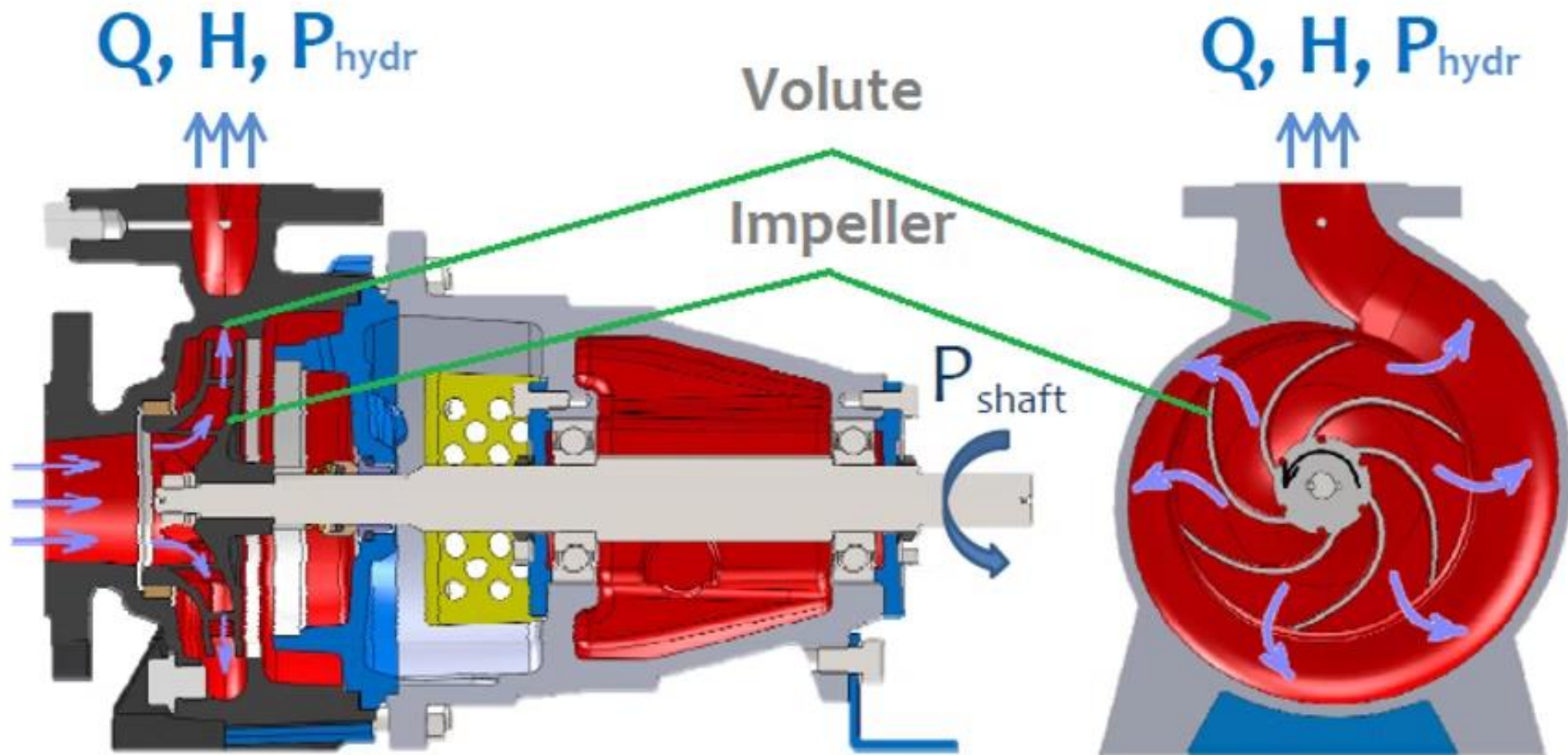
где

- Q – расход в $[\text{м}^3/\text{с}]$
- H – напор насоса в $[\text{м}]$
- ρ – плотность жидкости в $[\text{кг}/\text{м}^3]$
- g – ускорение свободного падения в $[\text{м}/\text{с}^2]$

Для нахождения мощности на валу насоса,
следует полученную мощность разделить
на коэффициент полезного действия
насоса:

$$N_{\text{эл/м}} = \frac{N_{\text{нас.}}}{\eta} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta}$$

Коэффициент полезного действия (КПД) насоса
– отношение мощности, передаваемой насосом в
гидравлическую сеть, к мощности на валу насоса.
Обозначается греческой буквой «η» – «эта».



$$P_{hyd} [W] = Q[m^3/h] \times H [m] \times g [m/s^2] \times \text{Density} [kg/m^3]$$

Гидравлическая мощность потока жидкости пропорциональна подаче и напору и может быть рассчитана по этой формуле.

Напорная характеристика насоса,
представляющая собой графическую
зависимость напора от
производительности, отражает
основные потребительские свойства
насоса.

Выбор насоса начинается с подбора
производительности и напора
(давления).

Зависимость напора насоса от подачи (иногда могут сказать – производительности или расхода,) называют **основной характеристикой насоса.**

Из приведенных справа картинок видим что эта «основная характеристика» - зависимость т.н. ЦБН заметно, выразимся пока так, «интереснее» такой характеристики П(поршневого)Н.

О чём предстоит немало поговорить в дальнейшем!..

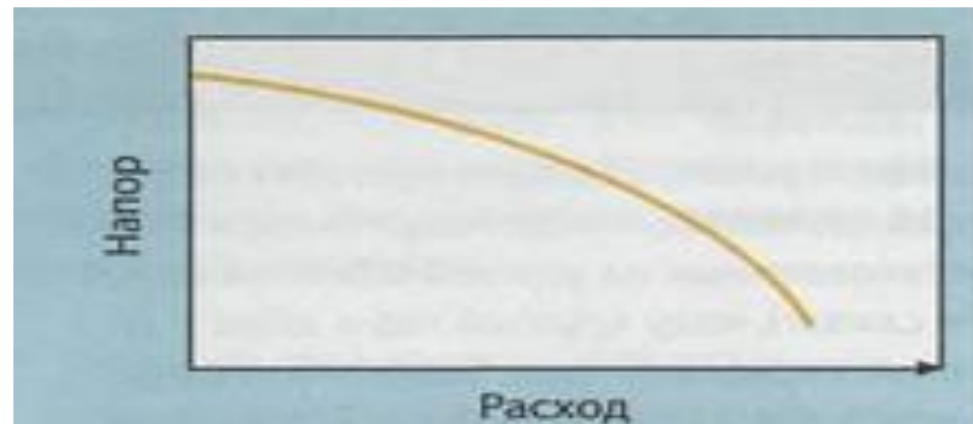


Рис. 6. Гидравлическая кривая центробежного насоса.

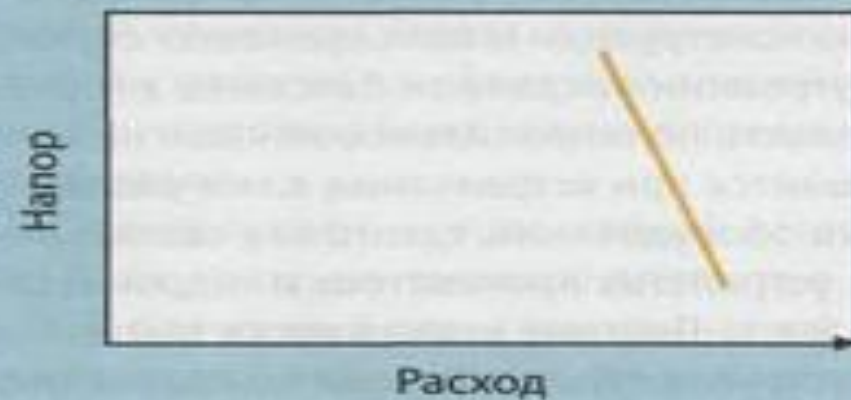


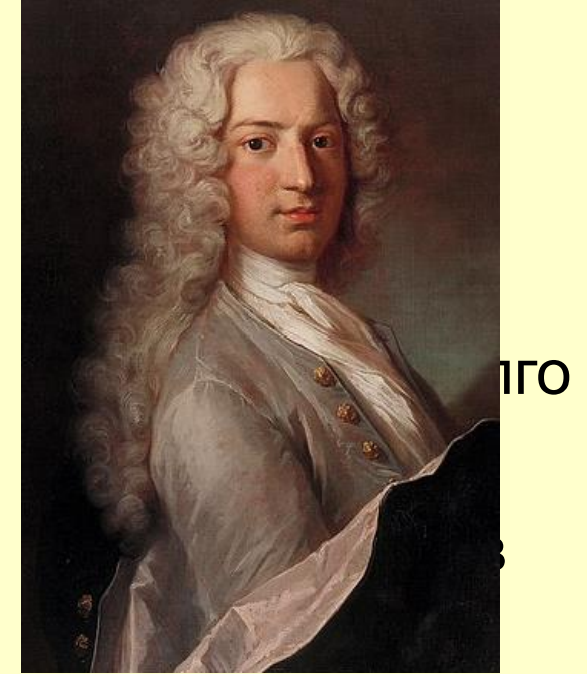
Рис. 7. Гидравлическая кривая поршневого насоса.

Смысл уравнения Бернулли.

Кто такой Бернулли?

Всемирного Тяготения Ньютона действовал задолго самого Ньютона, так и уравнение Бернулли существовало до того, как родился сам Бернулли.

удалось лишь облечь это уравнение в наглядную чем его неоспоримая и огромная заслуга.



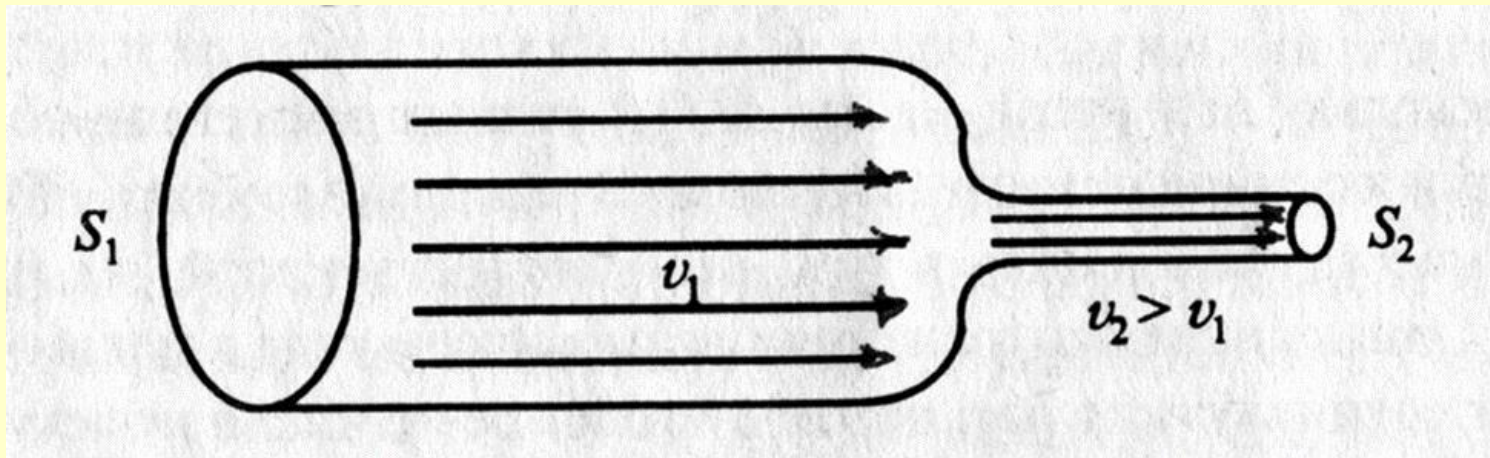
Зачем мне уравнение Бернулли, спросите Вы, ведь я прекрасно жил и без него. Да, но оно может пригодиться Вам хотя бы на экзамене по гидравлике! Как говорится, «все не так уж плохо, если ты знаешь и можешь сформулировать уравнение Бернулли». Кто такой Бернулли? **Даниил Бернулли** – сын известного ученого Якоба Бернулли, швейцарский математик и физик. Жил с 1700 по 1782 годы, а с 1725 по 1733 трудился в **Петербургской Академии наук**. Успехи этого человека позволяют с уверенностью сказать, что это был настоящий «супермозг». Д. Бернулли (1700-1782)

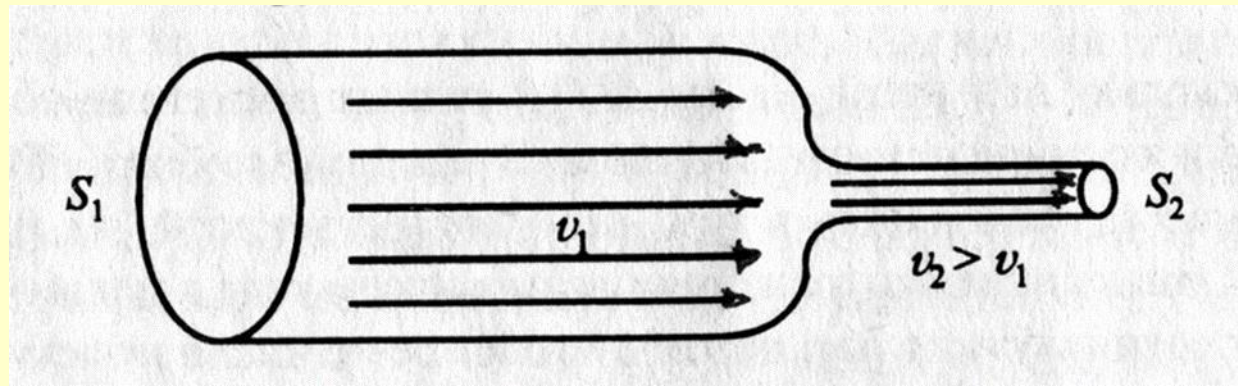
Идеальная жидкость и течение идеальной жидкости.

Помимо известной нам материальной точки и идеального газа существует также идеальная жидкость. Какой-нибудь студент, конечно, может подумать, что эта жидкость – его любимое пиво или кофе, без которого невозможно жить.

Но нет, идеальная жидкость – это жидкость, которая абсолютно несжимаема, лишена вязкости и теплопроводности. Тем не менее, такая идеализация дает вполне хорошее описание движения реальных жидкостей в гидродинамике.

Но как описать движение жидкости? Для этого нам нужно знать вектор скорости частиц, точнее зависимость его от времени. Совокупность скоростей в разных точках потока дает поле вектора скорости.





Рассмотрим стационарное течение жидкости по трубке. В одном месте сечение этой трубки равно S_1 , а в другой – S_2 .

При стационарном потоке через оба сечения за одинаковый промежуток времени пройдет одинаковое количество жидкости.

Данное уравнение – **уравнение неразрывности струи.**

$$S_1 v_1 = S_2 v_2$$

$$Sv = \text{const}$$

$$S_1 v_1 = S_2 v_2$$

$$Sv = \text{const}$$

Узнав его, Бернулли решил установить связь между давлением и скоростью жидкости в разных сечениях.

Полное давление – это сумма статистического (обусловлено потенциальной энергией жидкости) и динамического давлений (обусловлено кинетической энергией).

Оказывается, **сумма статического и динамического давлений в любом сечении трубы постоянна**. Само же уравнение Бернулли имеет вид:

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + \rho gh + p = \text{const}$$

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + \rho gh + p = const$$

Уравнение Бернулли является следствием закона сохранения энергии.

Первый член уравнения Бернулли – это **кинетическая энергия,**

второе слагаемое уравнения Бернулли –
потенциальная энергия в поле силы тяжести,

третье – **работа силы давления** при подъеме
жидкости на высоту h .

Вот и все, друзья, не так уж и страшно. Совсем немного времени,
а **Вы уже знаете уравнение Бернулли.**

Даже если Вы не знаете больше ничего, с этими знаниями идти на экзамен или зачет гораздо лучше, чем просто так.

Отдельно рассмотрим понятие НАПОРА

Как уже сказано –

Напор насоса (Н) – это **приращение удельной энергии** перекачиваемой жидкости на участке от входа в насос до выхода из него или разность между удельными энергиями жидкости на выходе и входе в насос.

Напор (как и давление) выражается в метрах водяного столба (*м*), атмосферах (*атм*), барах (*бар*), килограмм-сила на квадратный сантиметр (*кгс/см²*) или мегапаскалях (*МПа*).

Но напор - это не давление, точнее не совсем давление, или, ещё точнее, давление действительно может часто отражать величину напора. Но не всегда – *см. след. слайды.*

Напóр (более точно **пóлный напóр**) (в гидравлике и гидромеханике) — физическая величина, равная удельной энергии потока жидкости в рассматриваемой точке.

Обычно рассматривается для течений несжимаемой жидкости в поле сил тяжести и определяется из уравнения Бернулли соотношением:

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g},$$

Входящие в выражение для полного напора слагаемые имеют специальные названия:

- z — *геометрическая (нивелирная) высота*
- $p/(\rho g)$ — *пьезометрическая высота*
- $\frac{v^2}{2g}$ — *скоростная высота (скоростной напор)*.

где

z — вертикальная координата рассматриваемой точки относительно некоторого выбранного уровня (отсчитываемая вверх, против направления силы тяжести),

p — давление в жидкости,

g — ускорение свободного падения,

v — модуль скорости жидкости. Единица напора в Международной системе единиц (СИ) — метр.

Напор насоса определяется как **разница** между полным напором **на всасывании** насоса **и** полным напором в линии **нагнетания**, согласно уравнению Бернулли, напор насоса можно определить используя зависимость:

$$H = z_n - z_v + (p_n - p_v)/(\rho g) + (V_n^2 - V_v^2)/(2g)$$

- где z - геометрическая высота
(v - всасывания, n - нагнетания)
- p - давление
- v - скорость
- ρ - плотность жидкости
- g - ускорение свободного падения

Доп. полезная и интересная информация о понятии «НАПОР»

При стационарном течении несжимаемой **идеальной (невязкой)** жидкости в силу **интеграла Бернулли** полный напор сохраняется вдоль линии тока.

При течении реальных жидкостей вдоль линии тока напор уменьшается за счёт диссипативных процессов (вязкого трения).

Разность напора в двух поперечных сечениях потока реальной жидкости называется потерянным напором (**гидравлическими потерями, утратами напора**).

Понятие о напоре используется при проектировании гидротехнических сооружений и решении многих задач гидравлики и гидродинамики.

При использовании **метода электрогидравлических аналогий** **гидравлический напор аналогичен электрическому напряжению (в то время как подача или расход аналогичны силе тока). Потерянный напор аналогичен падению напряжения**

Понятие о напоре используется при проектировании гидротехнических сооружений и решении многих задач гидравлики и гидродинамики.

При использовании метода электрогидравлических аналогий:

гидравлический напор аналогичен электрическому напряжению

в то время как подача или расход аналогичны силе тока.

Потерянный напор аналогичен падению напряжения

Немного продолжая уравнение Бернулли - есть смысл сразу разобраться и с так называемым **«эффектом Вентури»**, в рассматриваемой далее главе о насосах являющемся физической **основой-принципом работы СТРУЙНЫХ НАСОСОВ**.

Эффект Вентури заключается в падении давления, когда поток жидкости или газа протекает через суженную часть трубы.

Этот эффект назван в честь итальянского физика Джованни Вентури (1746—1822). Если уравнение Бернулли записать для двух сечений потока, то будем иметь:

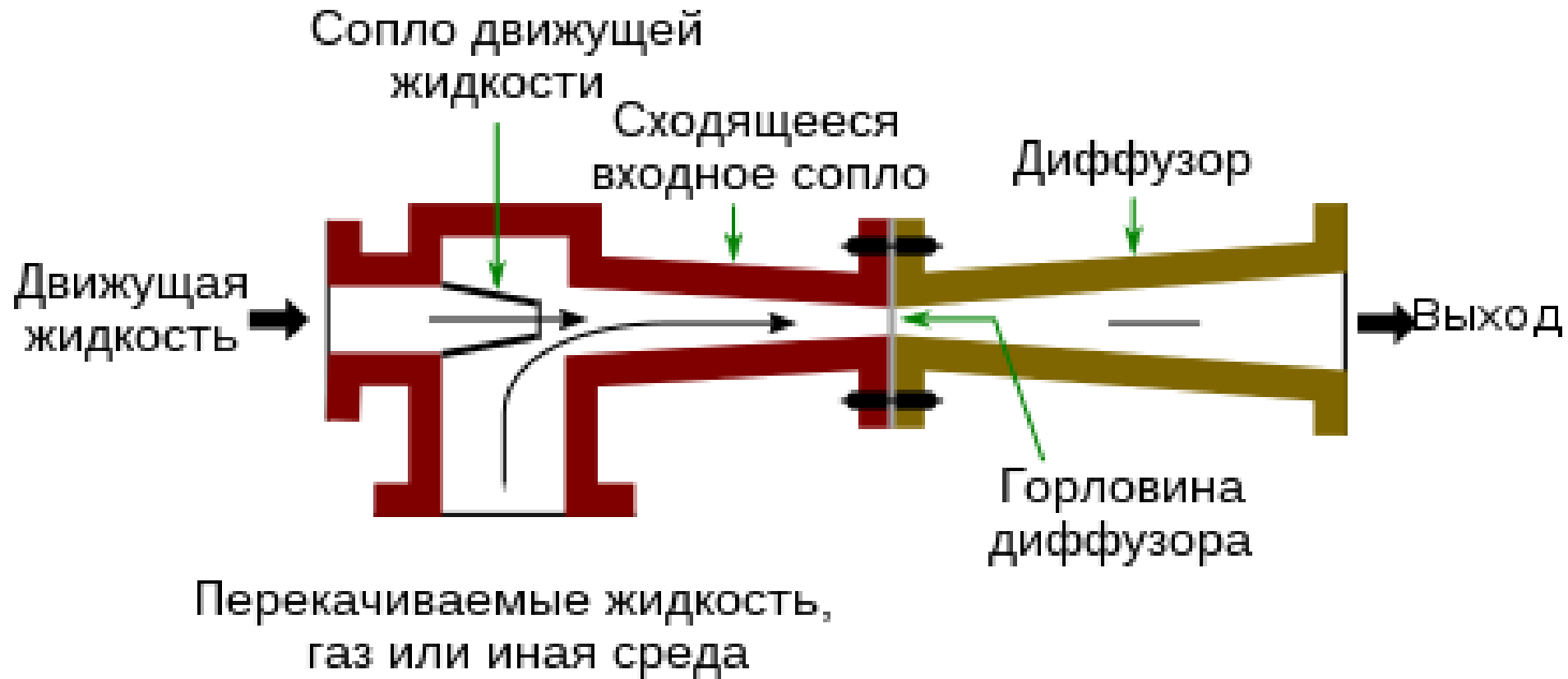
$$\frac{v_1^2}{2} + gh_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \frac{p_2}{\rho}$$

Для горизонтального потока средние члены в левой и правой частях уравнения равны между собой, и потому сокращаются, и равенство принимает вид:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} ;$$

то есть при установившемся горизонтальном течении **идеальной несжимаемой жидкости** в каждом её сечении сумма статического и динамического напоров будет постоянной.

Для выполнения этого условия в тех местах потока, где средняя скорость жидкости выше (то есть, в узких сечениях), её динамический напор увеличивается, а гидростатический напор уменьшается (и значит, уменьшается давление).

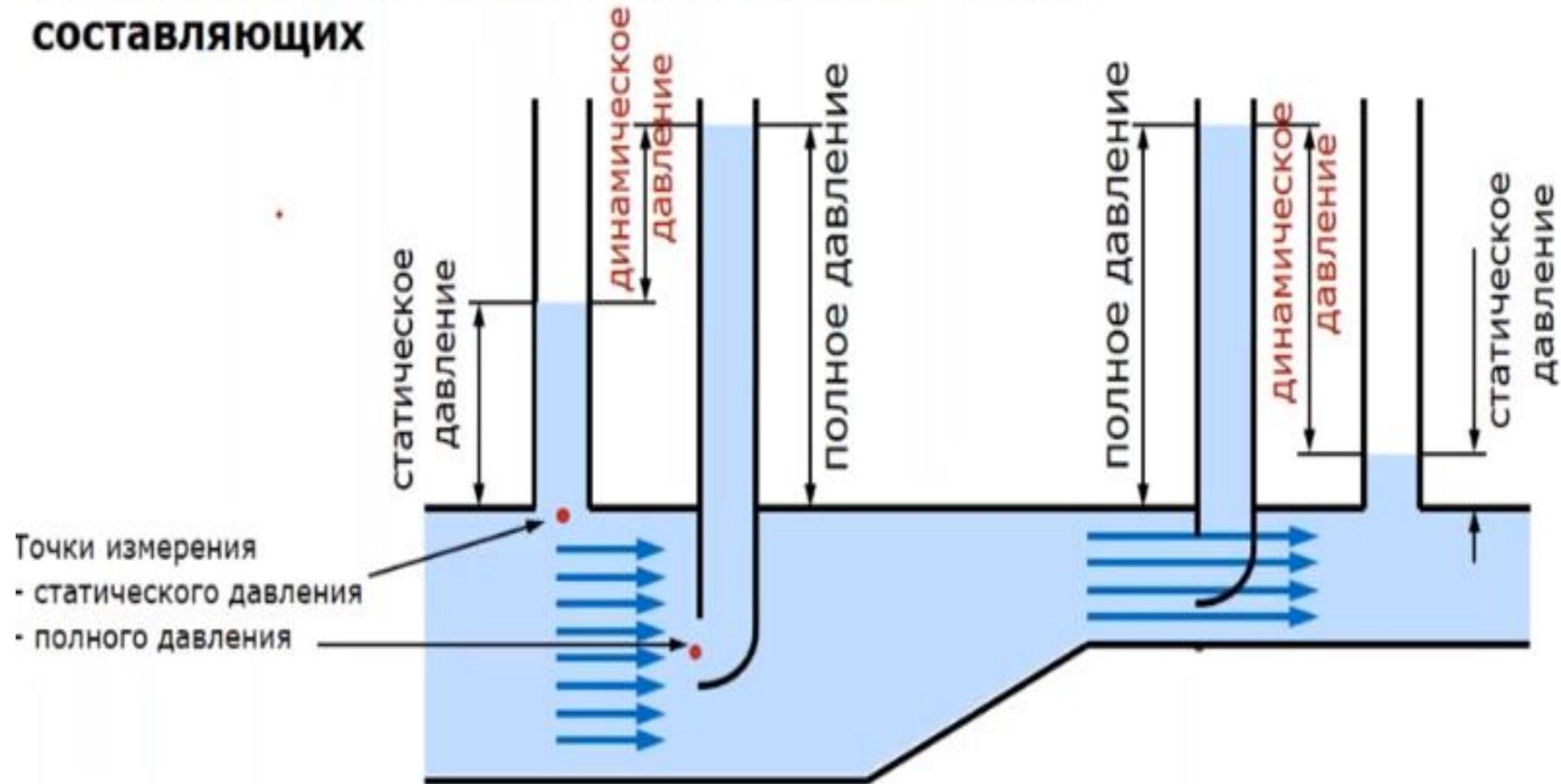


Гидроструйный (жидкоструйный) насос — разновидность струйных насосов, предназначенных для перемешивания струи рабочей (активной) жидкости с потоком подсасываемой (пассивной) среды, возникающего за счёт эффекта Вентури, и последующего совместного их транспортирования, то есть внешняя энергия к гидроструйным насосам подводится рабочей жидкостью.

Статическое и динамическое давление

Полное давление потока жидкости складывается из статической и динамической составляющих

$$p_{tot} = \rho \times g \times h_{stat} + \frac{\rho \times v^2}{2}$$



При сужении потока его скорость возрастает и, как следствие, происходит возрастание динамического давления и падение статического

Варианты Классификации Насосов

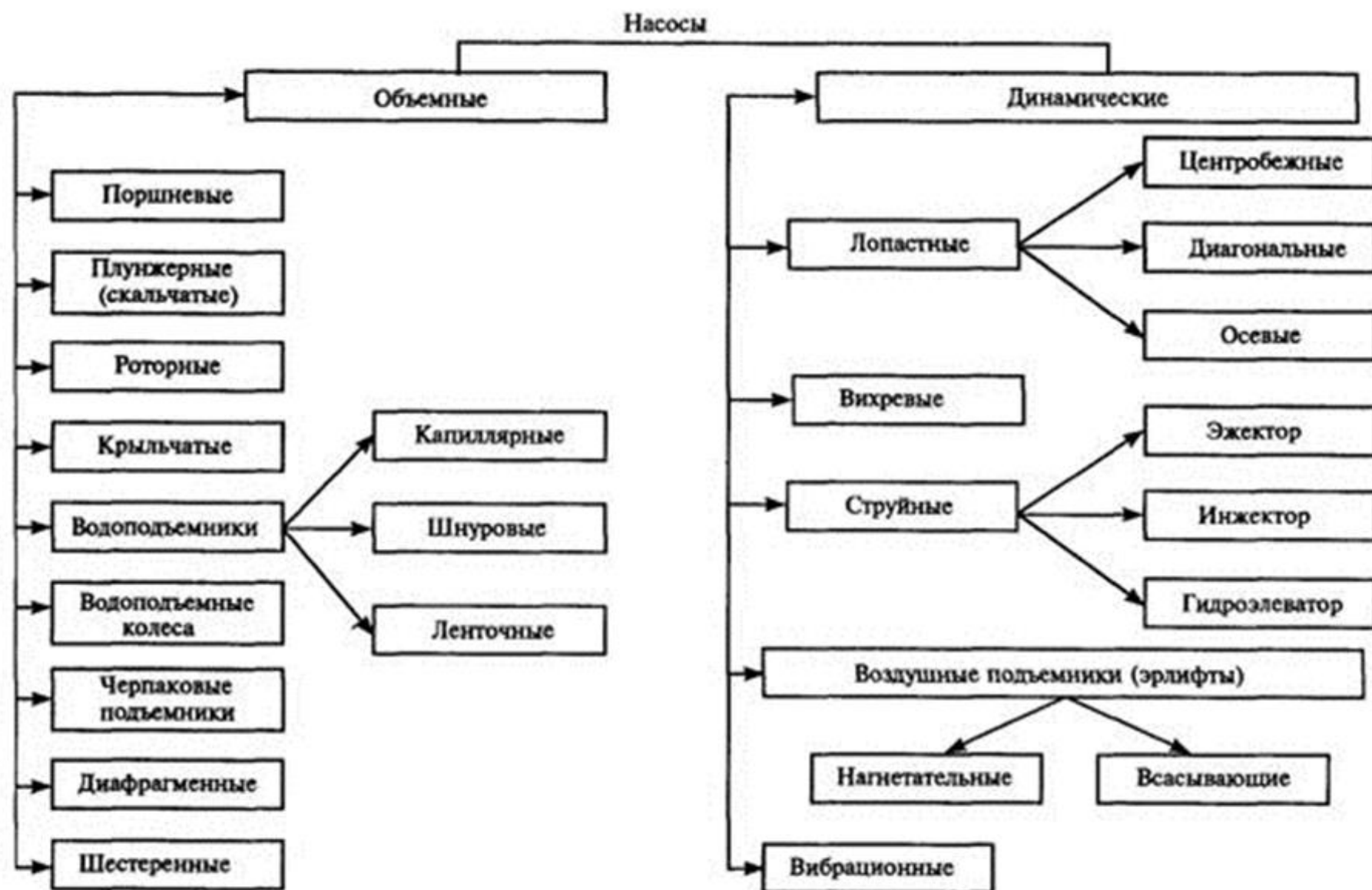


Рис. 5.2. Классификация насосов

НАСОСЫ

ДИНАМИЧЕСКИЕ

ОБЪЕМНЫЕ

По виду силового воздействия
на жидкость

Лопастные

Т р е н и я

Ц
Е
Н
Т
Р
О
Б
Е
Ж
Н
Ы
Е

О
С
Е
В
Ы
Е

Д
И
А
Г
О
Н
А
Л
Ь
Н
Ы
Е

В
И
Х
Р
Е
В
Ы
Е

С
Т
Р
У
Й
Н
Ы
Е

Э
Л
И
Ф
Т
Ы

Ш
Н
Е
К
О
В
Ы
Е

По форме движения рабочих
органов

Возвратно-
поступательное

Роторные

П
О
Р
Ш
Н
Е
В
Ы
Е

П
Л
У
Н
Ж
Е
Р
Н
Ы
Е

Д
И
А
Г
Ф
Р
А
М
Е
Н
Н
Ы
Е

Ш
Е
С
Т
Е
Р
Е
Н
Н
Ы
Е

В
И
Н
Т
О
В
Ы
Е

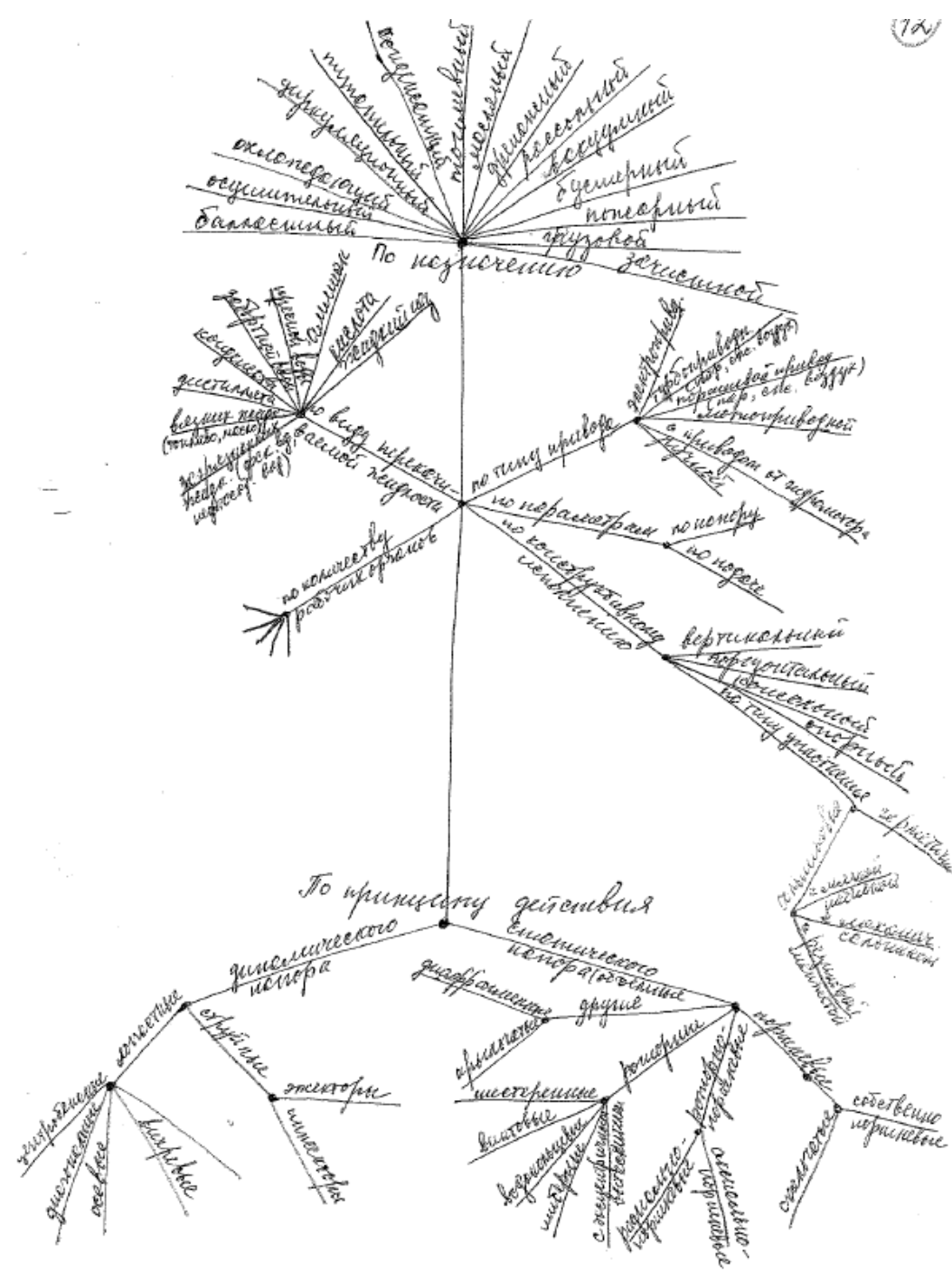
Ш
И
Б
Е
Р
Н
Ы
Е

Классификация насосов

<i>Динамические насосы</i>	
лопастные	трения
Центробежные Осевые Диагональные	Вихревые Струйные Эрлифты Шнековые Дисковые
<i>Объемные насосы</i>	
возвратно-поступательные	роторные (вращательные)
Поршневые Плунжерные Диафрагменные	Шестеренные Винтовые Шиберные

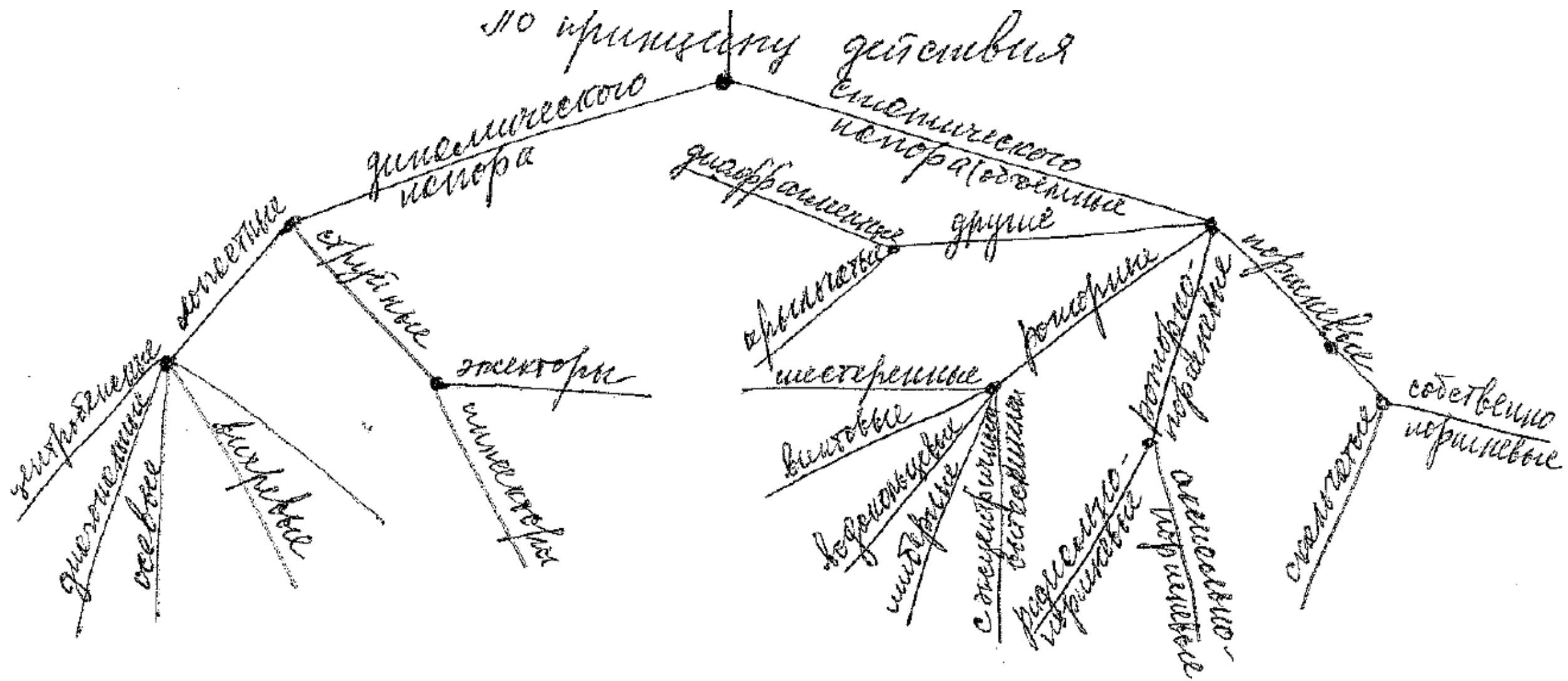


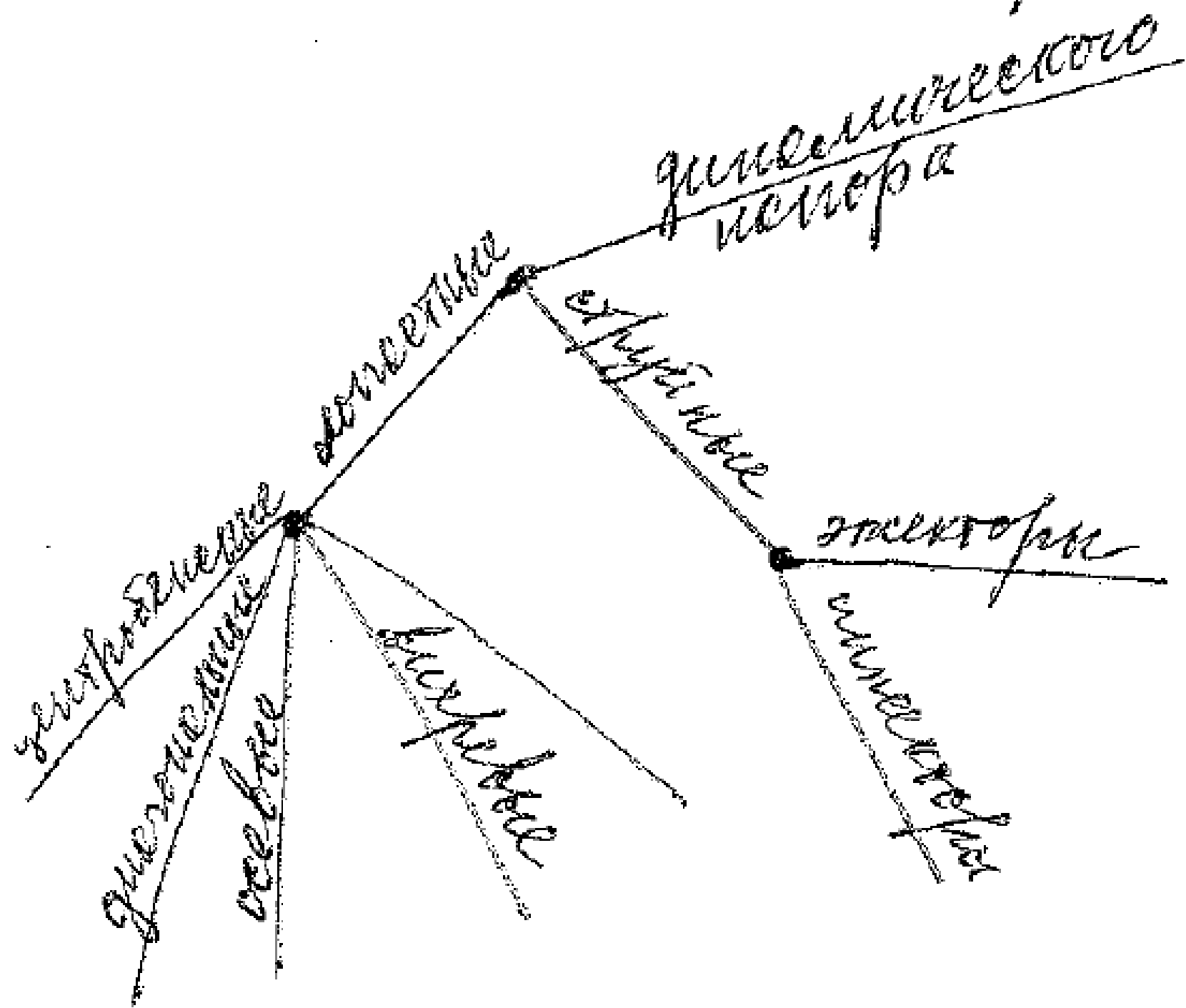


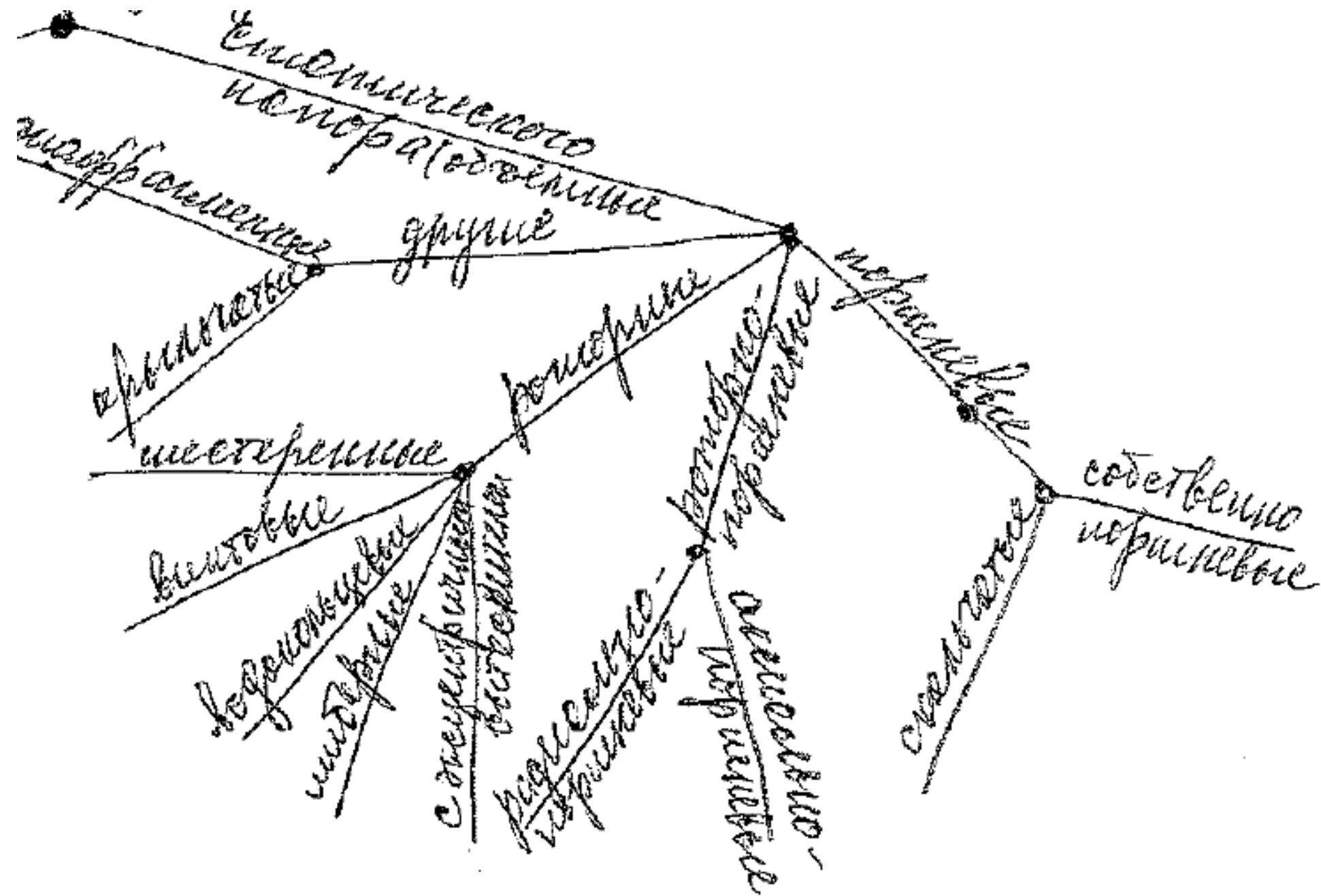


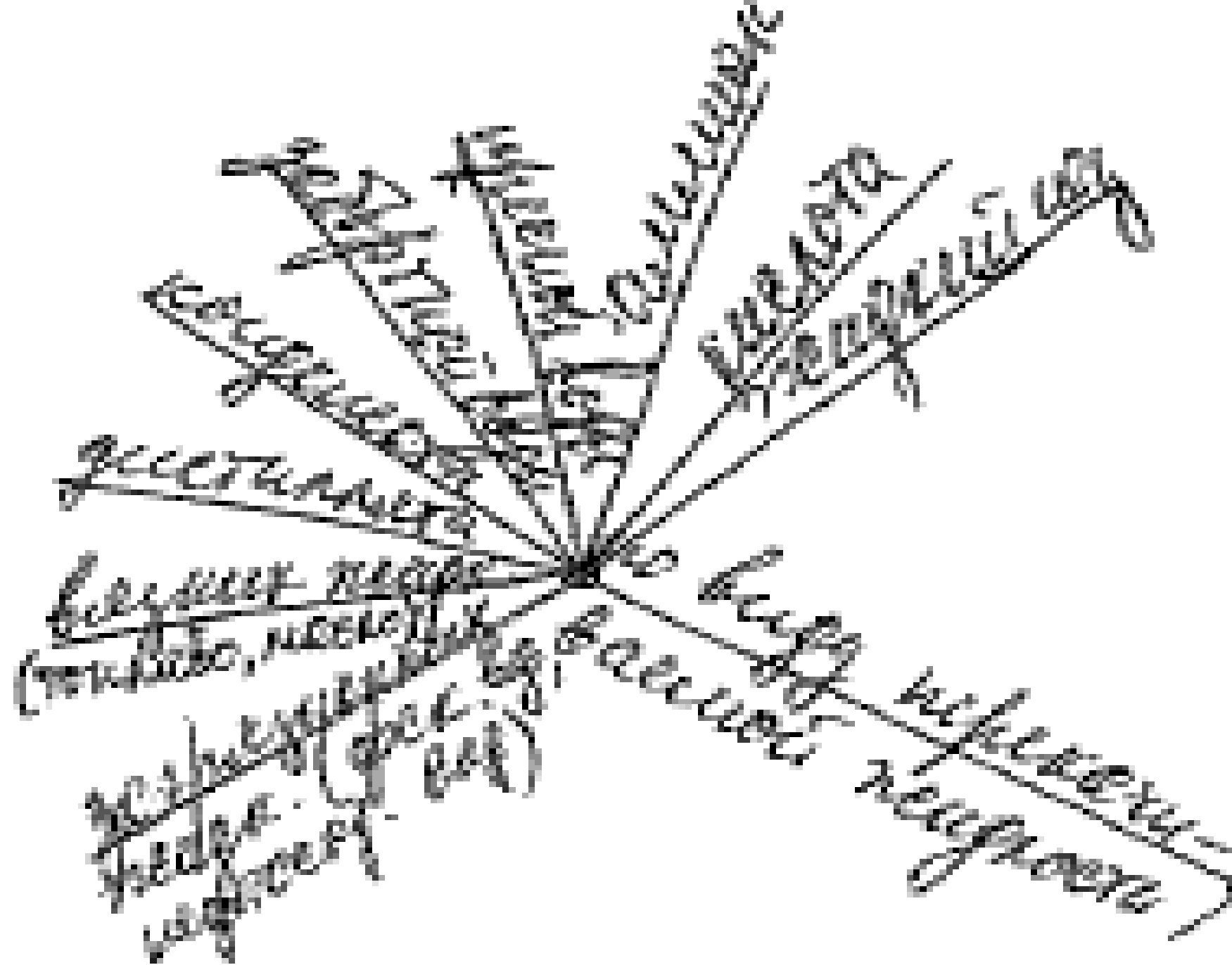
По существу

- физический
- химический
- биологический
- географический
- экономический
- политический
- социальный
- культурный
- языковой
- политический
- экономический
- физический
- химический
- биологический









[illegible]

Основные конструкции насосов

Исходя из принципа действия, различают объёмные и динамические насосы.

Объёмные насосы

работают по принципу вытеснения жидкости из замкнутого объёма телами специальной формы.

В динамических насосах

энергия передаётся незамкнутому объёму жидкости, непрерывно сообщаемому с входом и выходом насоса.

Объёмные насосы в свою очередь подразделяют на возвратно-поступательные и вращательные.

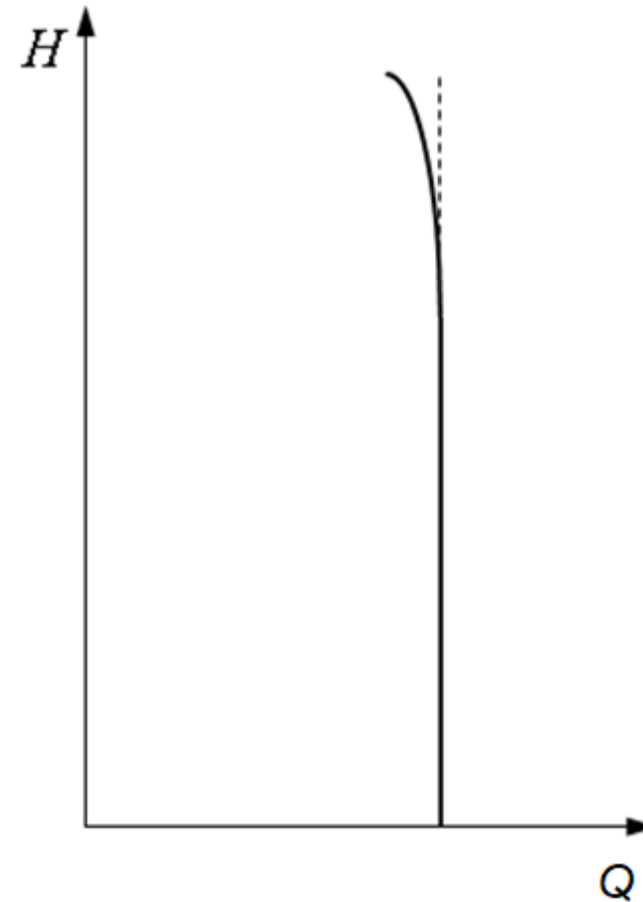
Объёмные насосы в свою очередь
подразделяют на

- **возвратно-поступательные**
- **вращательные (роторные).**

Объёмные насосы, работающие по принципу
вытеснения перекачиваемой жидкости из
замкнутого объёма (например, поршневые и
плунжерные насосы),
обеспечивают высокие давления в
нагнетательной линии.

При этом расход жидкости от давления практически не зависит (рис. 1,а). Однако ввиду низкой частоты работы объёмных насосов **возвратно-поступательного действия**, связанной с инерционностью движения, такие насосы **малопроизводительны**.

Другие их недостатки:
неравномерность подачи, проблема герметизации и наличие клапанов, которые могут легко забиваться осадками при работе с загрязненными жидкостями, либо корродировать при работе с агрессивными жидкостями.



1 а

Объёмные насосы вращательного действия

(например, винтовые насосы) лишены
вышеперечисленных недостатков.

Вращательное движение вытесняющих тел этих насосов не сковано инерцией, как возвратно-поступательное, вследствие чего они могут работать при высоких частотах вращения, что позволяет достичь высокой производительности, сравнимой с производительностью динамических насосов.

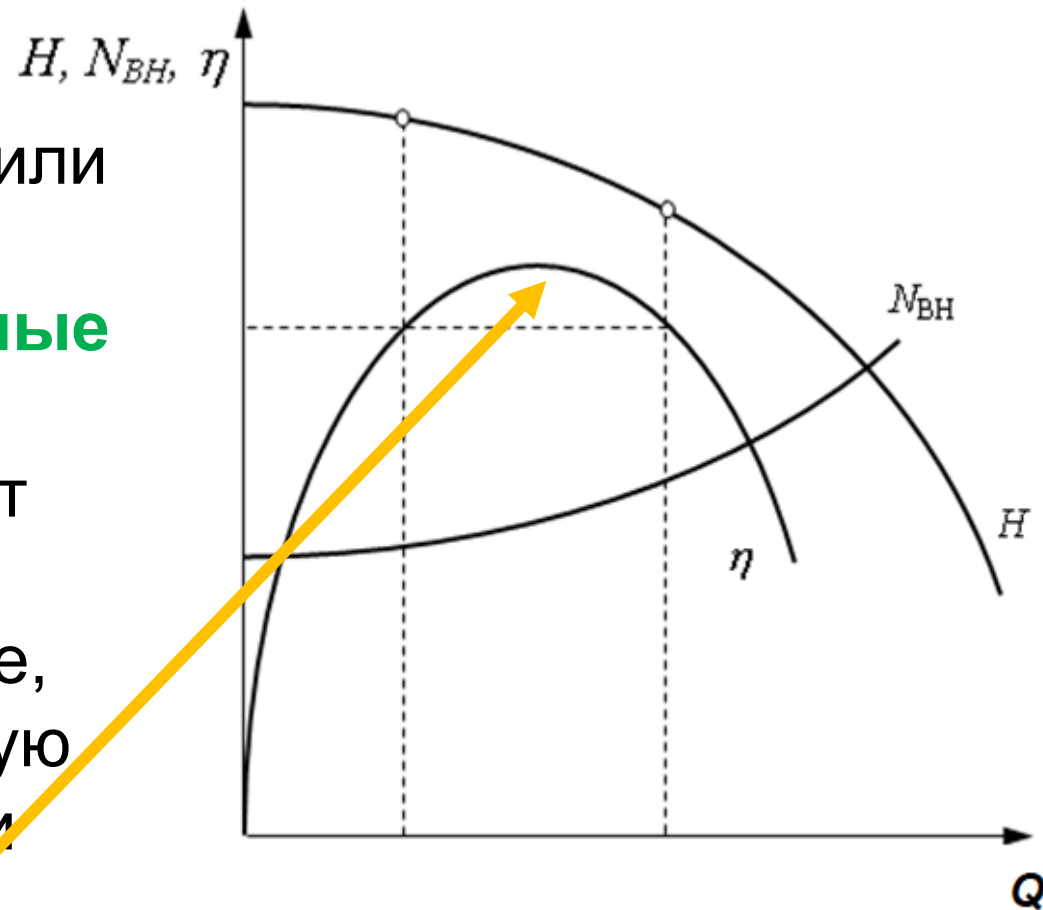
Такие насосы зачастую не требуют установки клапанов, что позволяет им работать с вязкими и загрязнёнными жидкостями, а также наделяет их реверсивностью – возможностью менять направление перекачивания при изменении направления вращения привода.

Однако такие насосы требуют очень качественной обработки поверхностей вытесняющих тел, обладающих сложной формой, призванной обеспечить замкнутость вытесняемых объёмов.

Это существенно повышает стоимость и не позволяет на равных конкурировать с более дешёвыми динамическими насосами.

Из **динамических насосов** наибольшее распространение получили **лопастные насосы** (например, **центробежные и осевые**).

Эти насосы не обладают такими высокими напорами, как объёмные, но обеспечивают высокую производительность при равномерной подаче.



1 б

Производительность динамических лопастных насосов резко падает с возрастанием напора (рис. 1,б), что также может быть отнесено к недостаткам

Однако главным недостатком лопастных динамических насосов является **опасность возникновения кавитации**.

Также к недостаткам таких насосов следует отнести **невозможность самовсасывания**, для их работы требуется предварительная заливка жидкостью перед пуском, иначе при вращении рабочего колеса насоса не создаётся необходимого для всасывания жидкости разрежения.

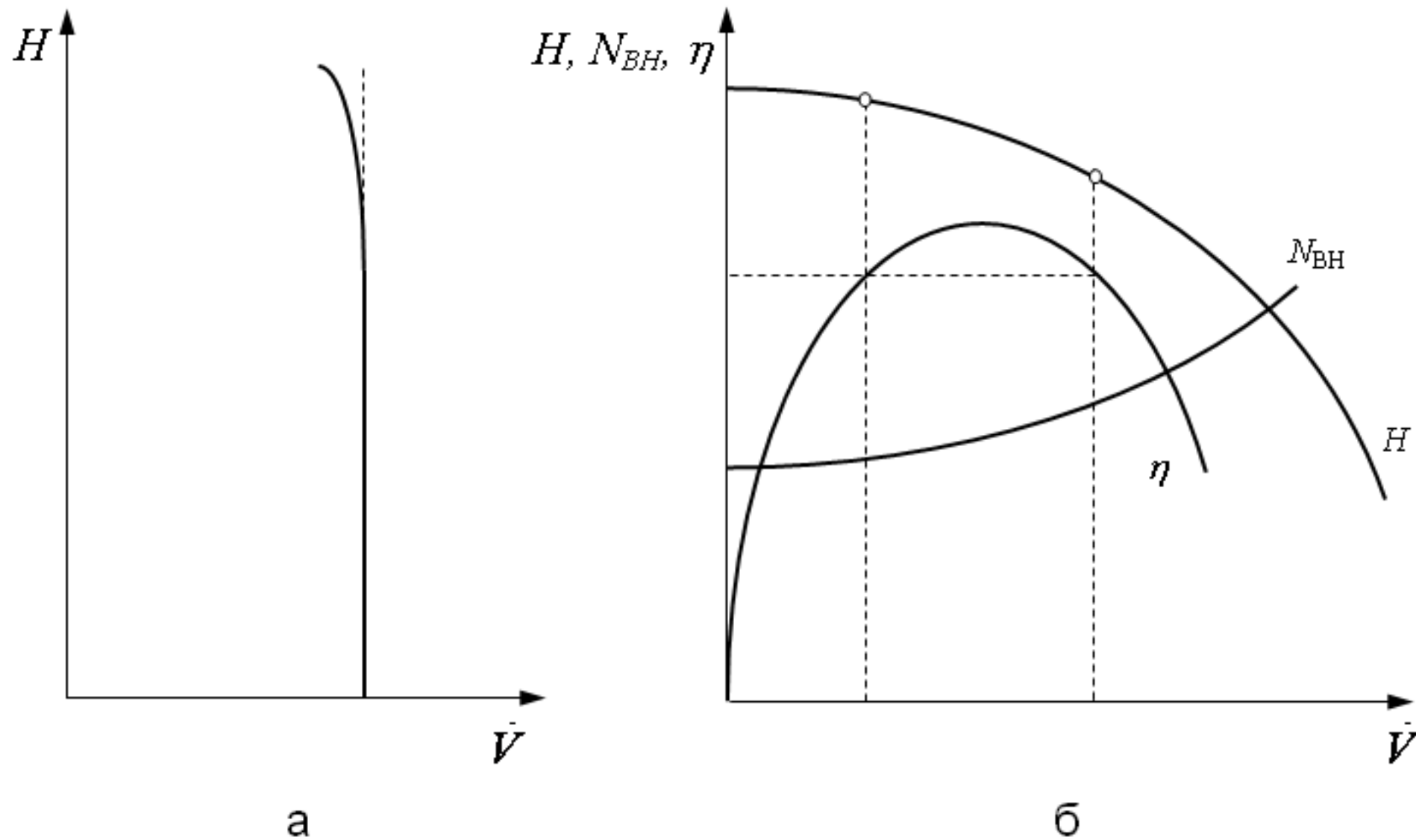


Рис. 1. Рабочие характеристики поршневого (а) и центробежного (б) насосов

Выбор конструкции насоса для того или иного процесса обусловлен свойствами перекачиваемой среды (плотностью, вязкостью, наличием загрязнений, химической агрессивностью), но в первую очередь требуемыми производительностью и напором.

Каждый вид насоса имеет свою область применения, в общем виде эти области представлены нарис.2.(см.след.слайды)

Рис. 2. Области применения насосов различных типов

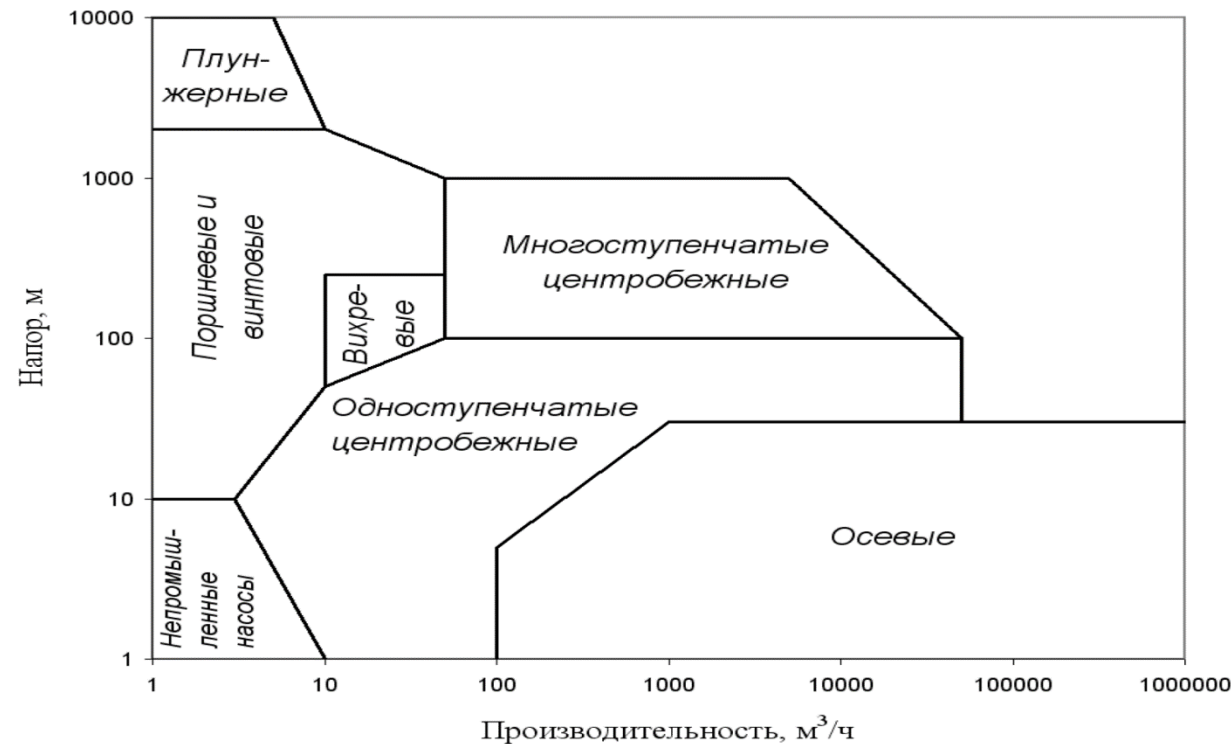
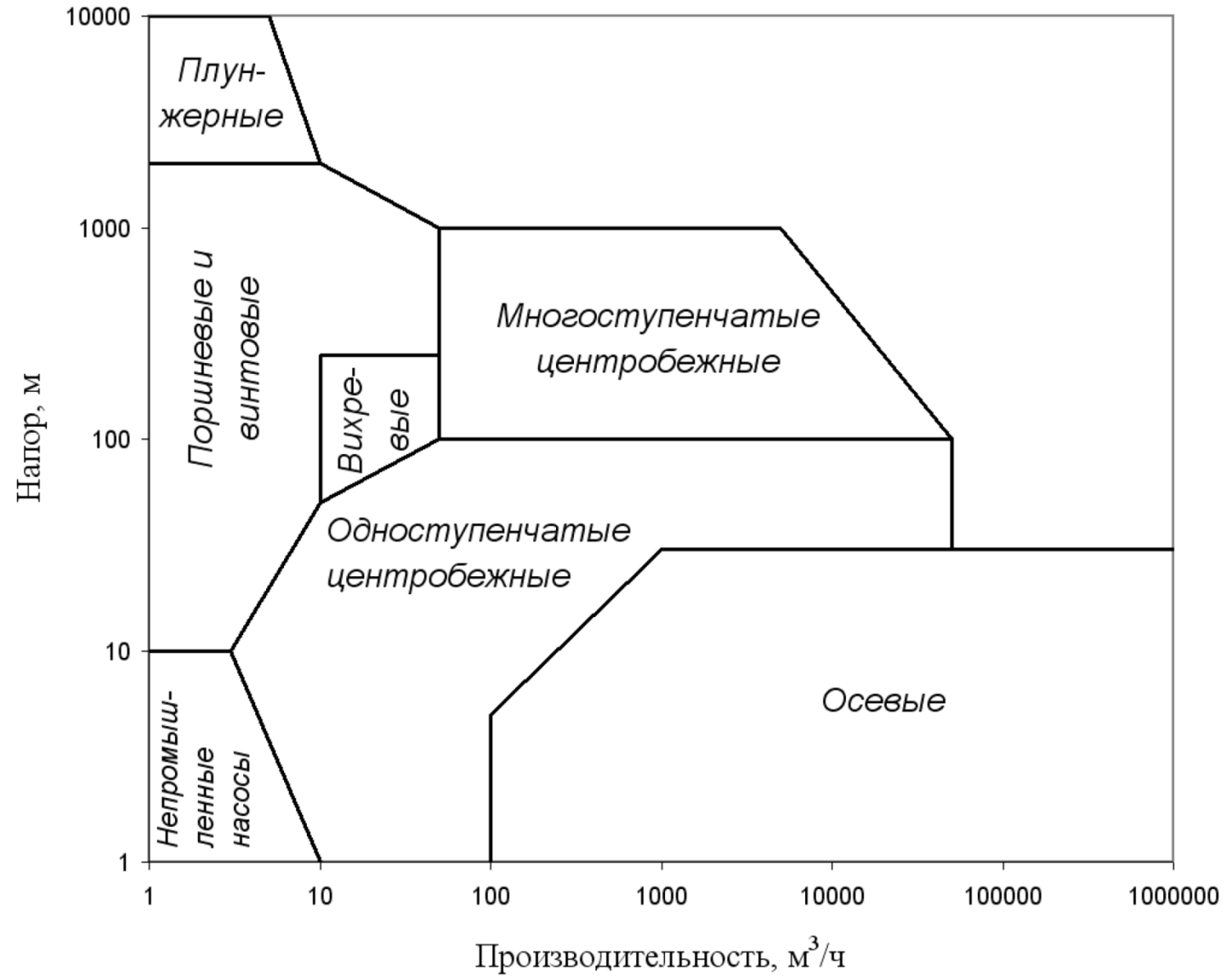
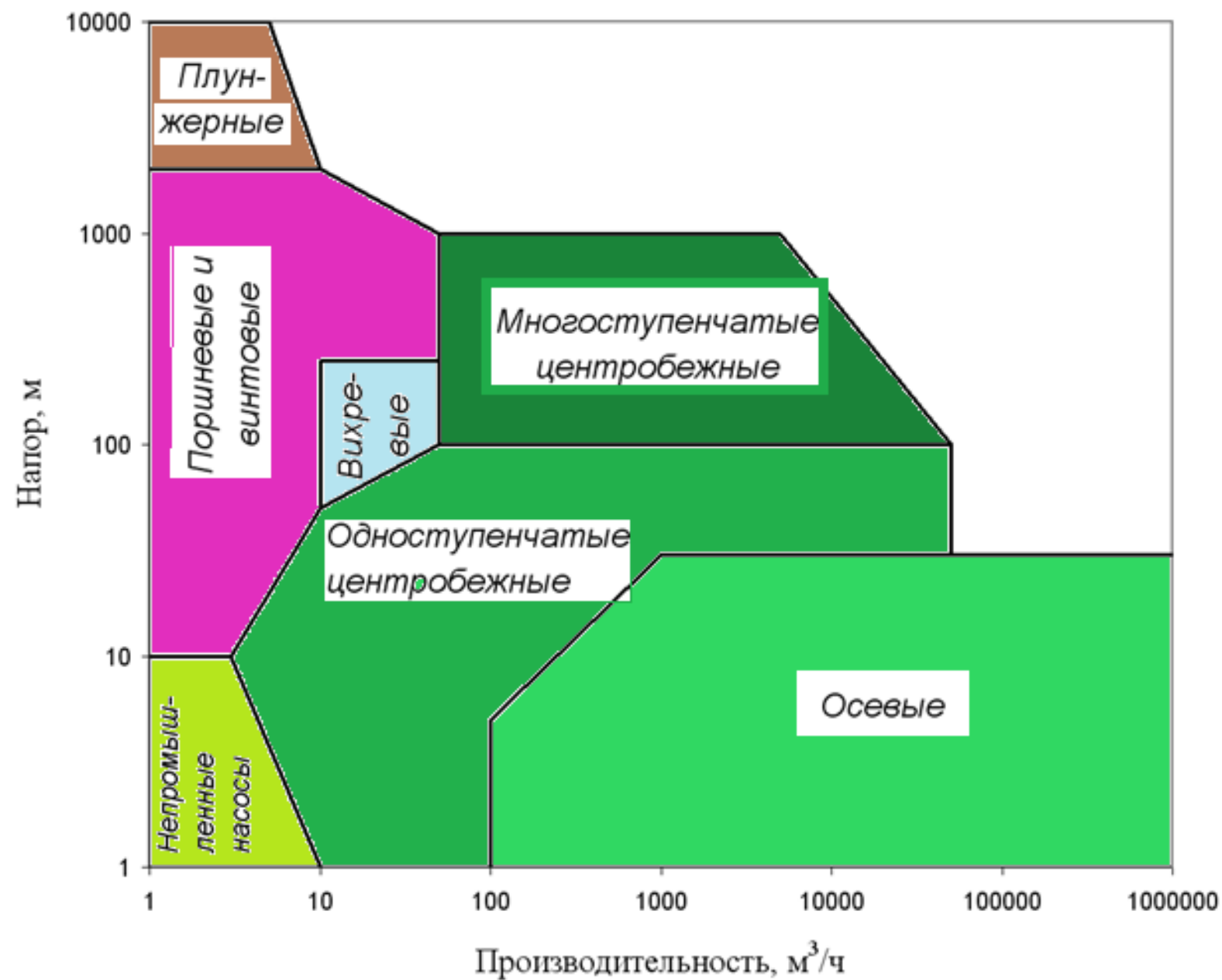


Рис. 2. Области применения насосов различных типов





Следует отметить, что области применения различных насосов зачастую **перекрываются**, и одни и те же значения напора и производительности могут обеспечить насосы различных типов.

Так **винтовые насосы в некоторых областях конкурируют с центробежными.**

В этом случае выбор насоса определяют другие факторы, в первую очередь, **цена насоса и стоимость его эксплуатации**, в последнюю входят потребляемая мощность и стоимость обслуживания и ремонта.

1. Динамические.

Другое название:

«насосы динамического напора».

2. Объёмные...

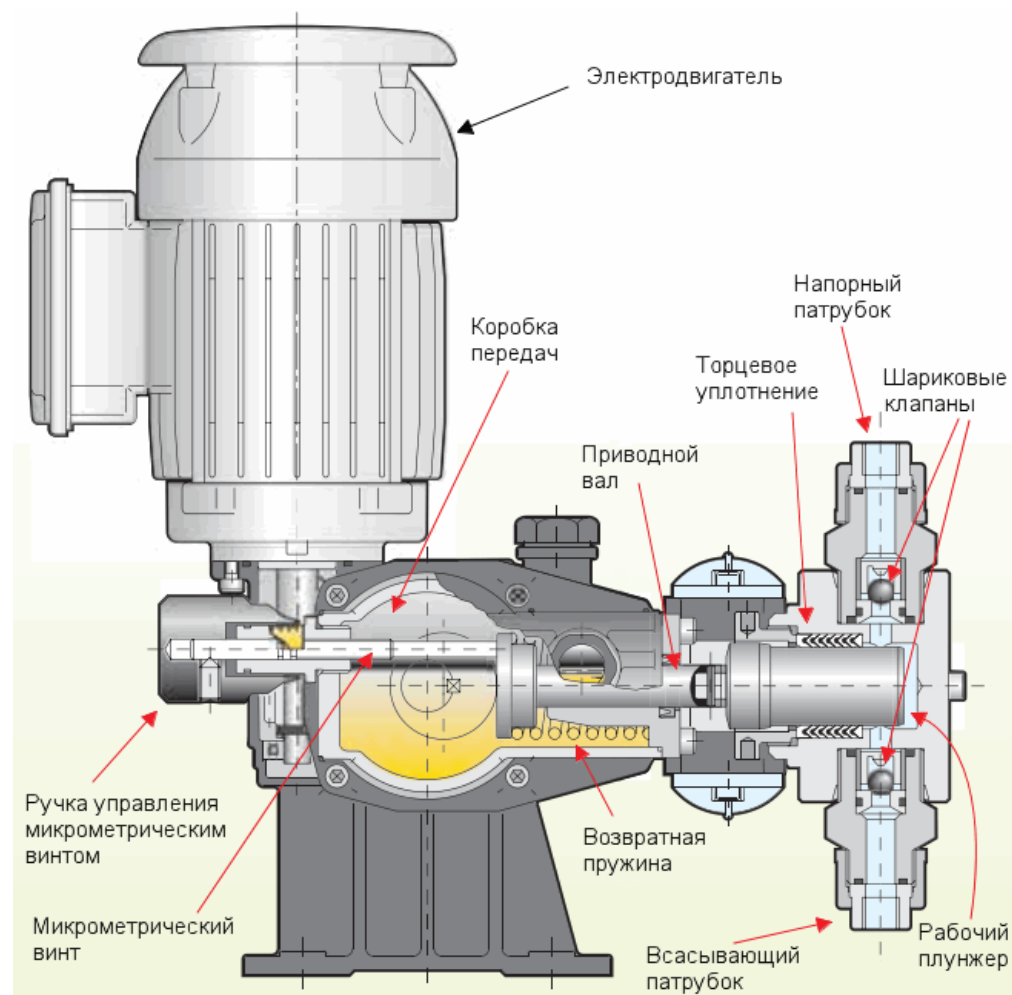
Насосы «статического напора».

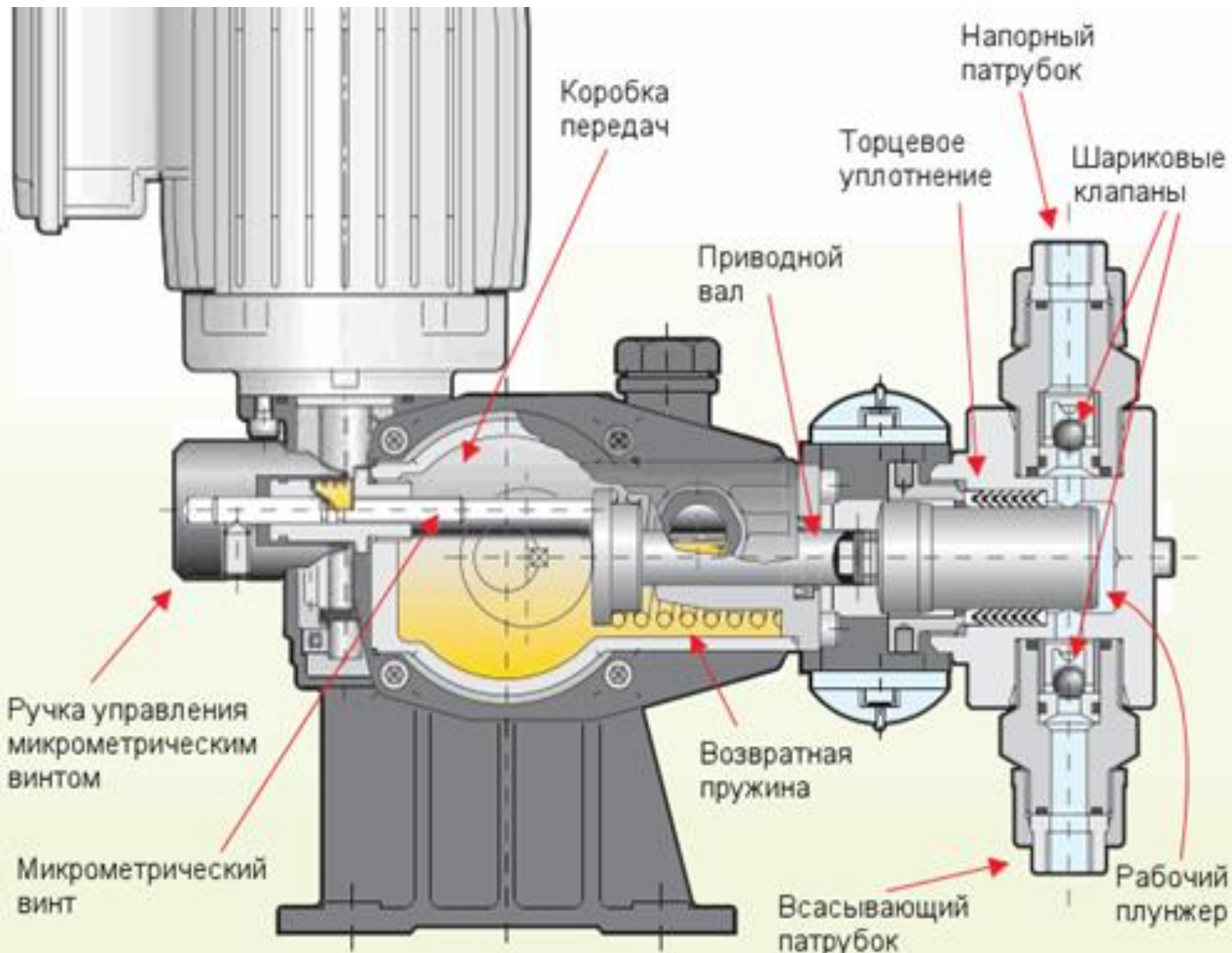
2. Объёмные... Насосы «статического напора».

Поршневые (плунжерные) насосы

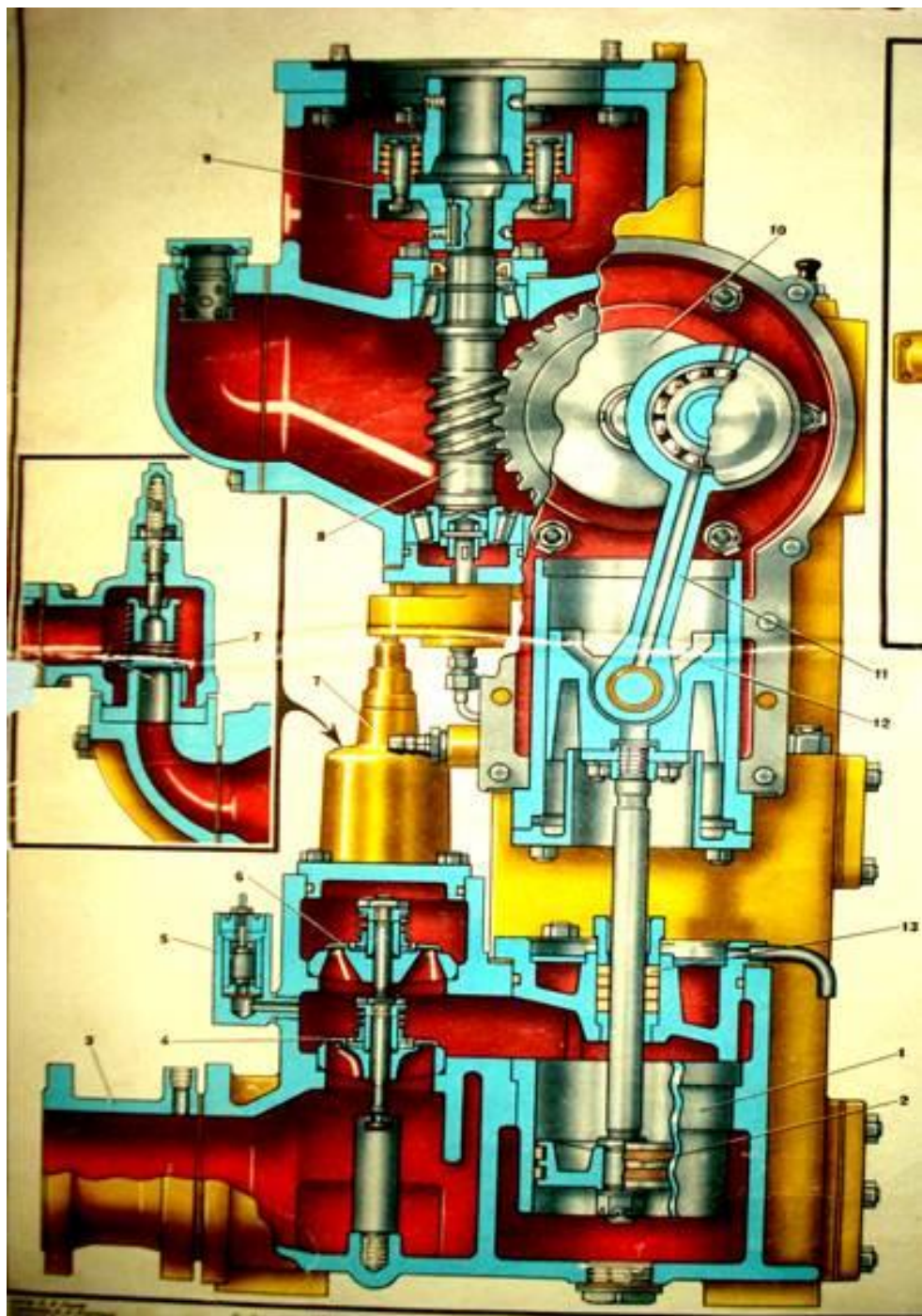
Плунжерные поршневые насосы наиболее часто применяются в качестве привода или механизма в других типах оборудования и специальных агрегатах. Такой тип насосного оборудования используется, в том числе, в производстве транспортных средств. Относятся **плунжерные насосы к типу скальчатого объемного оборудования**, основным рабочим органом в котором является плунжер.

Принцип работы плунжерного поршневого агрегата основан на работе кулачкового вала, обеспечивающего движение возвратно-поступательного характера. В процессе кручения вала роликовый толкатель приводит поршень (плунжер) в движение, из-за чего рабочее давление внутри рабочей камеры становится значительно ниже, чем давление жидкости у всасывающего патрубка.





Разность давления приводит к открытию клапана и заполнению рабочей камеры перекачиваемой средой. Следующий оборот вала заставляет поршень двигаться в обратную сторону. Давление в рабочей камере растет и жидкость из нее выдавливается через нагнетательный клапан. Все время, пока крутится вал, происходит циклический процесс движения поршня и перекачки среды. Специфика работы разных по типу и устройству плунжерных насосов остается неизменной.







Объёмные насосы – Поршневые

1. Классификация поршневых насосов.
2. Принцип действия поршневого насоса.
3. Производительность (подача) поршневых насосов
4. Процессы всасывания и нагнетания поршневых насосов.
5. Воздушные колпаки поршневых насосов.
6. Плунжерные насосы.

Вопрос 1. Классификация поршневых насосов

Основные особенности насосов объёмного действия – презентация.

Области применения поршневых насосов - презентация.

Классификация поршневых насосов - презентация.

Основные особенности насосов объёмного действия:

1. Наличие рабочих камер (полостей), периодически сообщаемых с всасывающими и нагнетательными патрубками.
2. Нагнетательный патрубок геометрически изолирован от всасывающего.
3. **Подача перекачиваемой жидкости неравномерная.**
4. Количество жидкости, подаваемой насосом не зависит от развиваемого давления.
5. Максимальный развиваемый напор теоретически не ограничен и определяется мощностью двигателя, прочностью деталей насоса и нагнетательного трубопровода.

Классификация поршневых насосов.

1. По способу приведения в действие:

- а) приводные (от ДВС);
- б) прямого действия (гидравлическим цилиндром);
- в) ручные.

2. По роду органа вытесняющего жидкость:

- а) поршневые;
- б) плунжерные;
- в) диафрагменные.

3. По способу действия:

- а) одинарного действия;
- б) двойного действия;
- в) дифференциальные (тройного и четверного действия).

4. По расположению цилиндров:

- а) горизонтальные;
- б) вертикальные.

6. По роду перекачиваемой жидкости:

- а) обыкновенные;
- б) горячие;
- в) буровые;
- г) специальные.

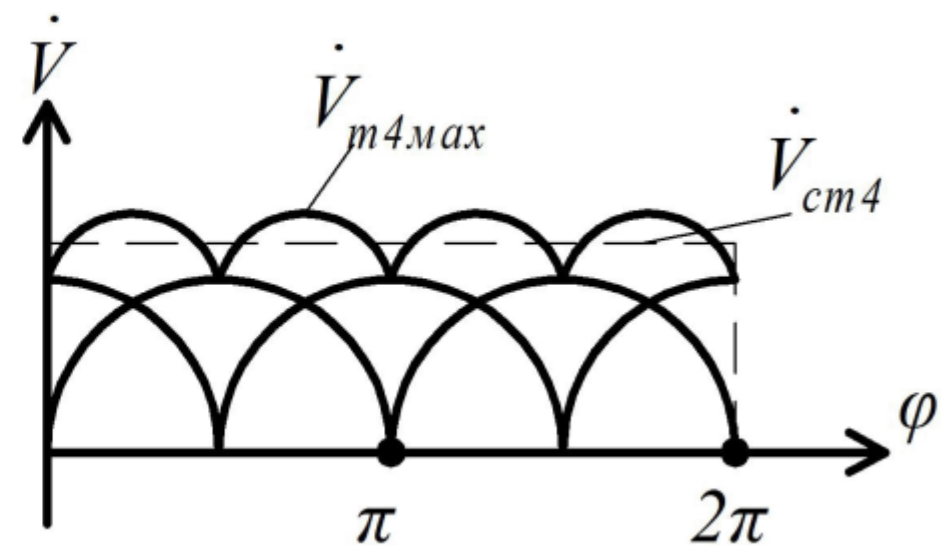
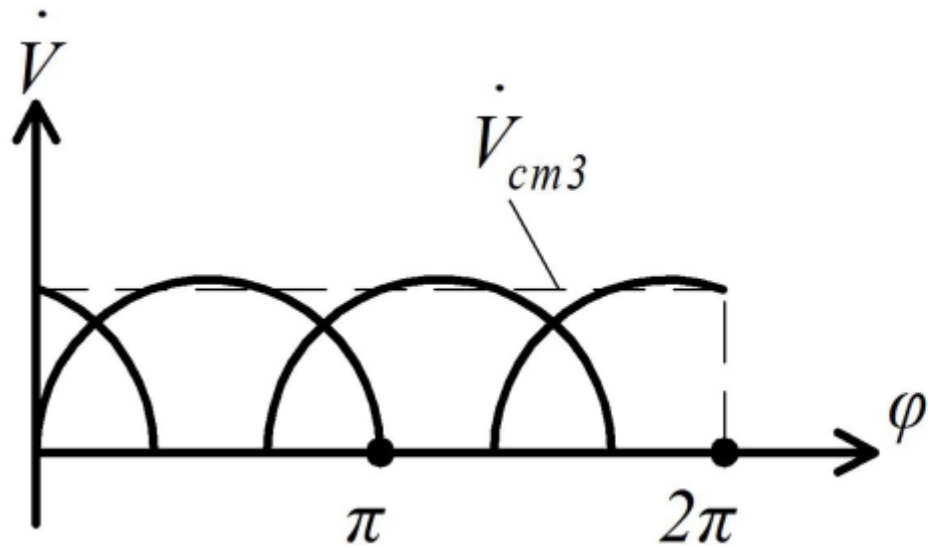
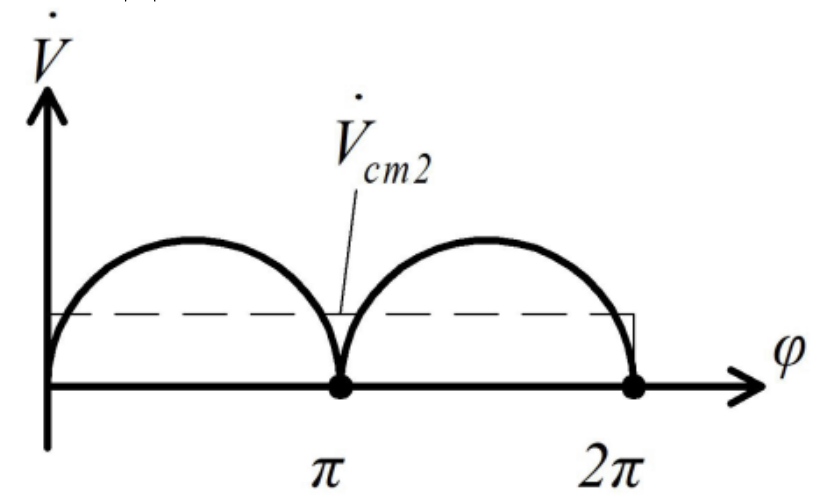
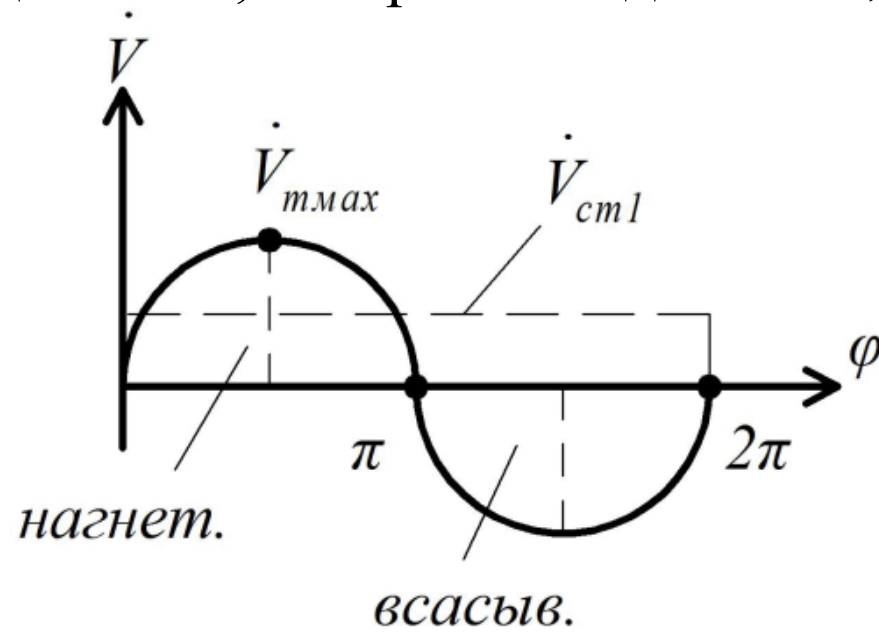
5. По числу цилиндров:

- а) одноцилиндровые;
- б) двухцилиндровые;
- в) трёхцилиндровые;
- в) многоцилиндровые.

7. По быстроходности:

- а) тихоходные (40 – 80 об/мин);
- б) средней быстроходности (80 – 150 об/мин);
- в) быстроходные (150 – 350 об/мин).

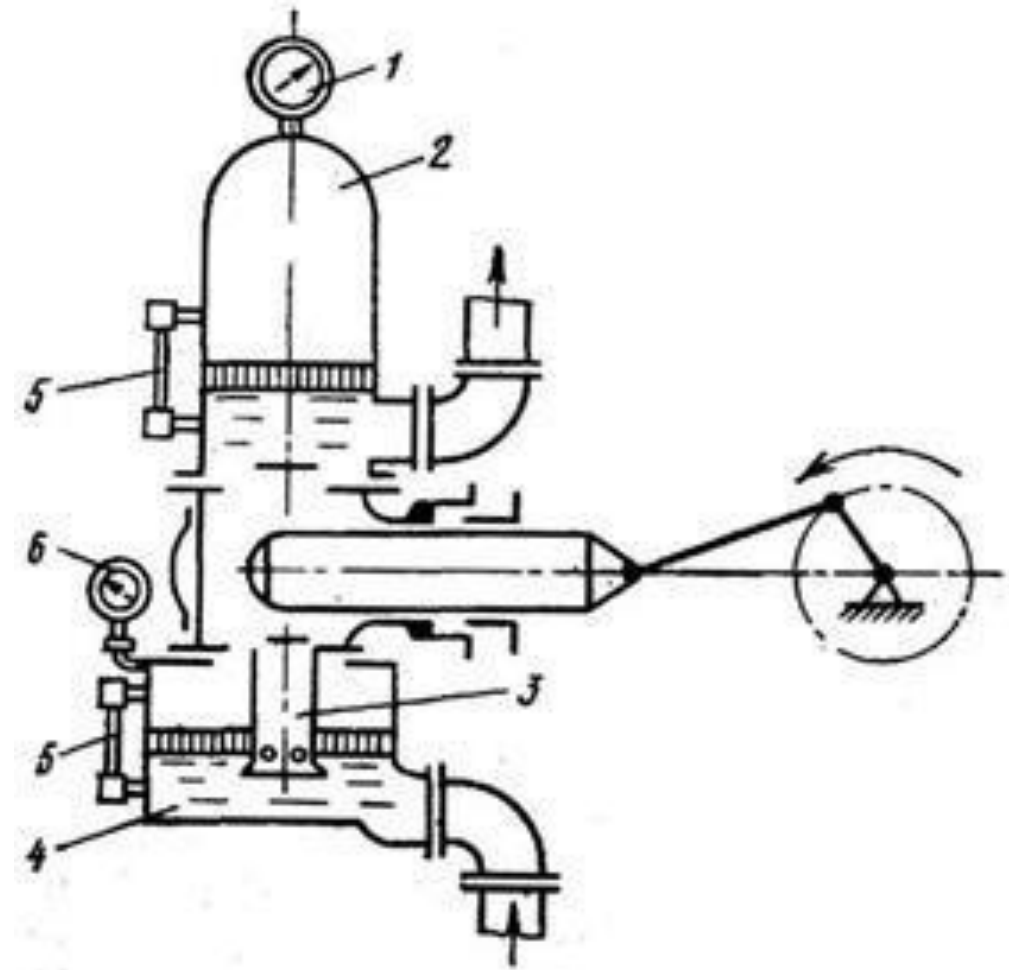
Рисунок 6. Диаграммы подачи поршневого насоса: *а* – простого действия, *б* – двойного действия, *в* – тройного действия, *г* – четверного действия.



Вопрос 5. *Воздушные колпаки поршневых насосов.*

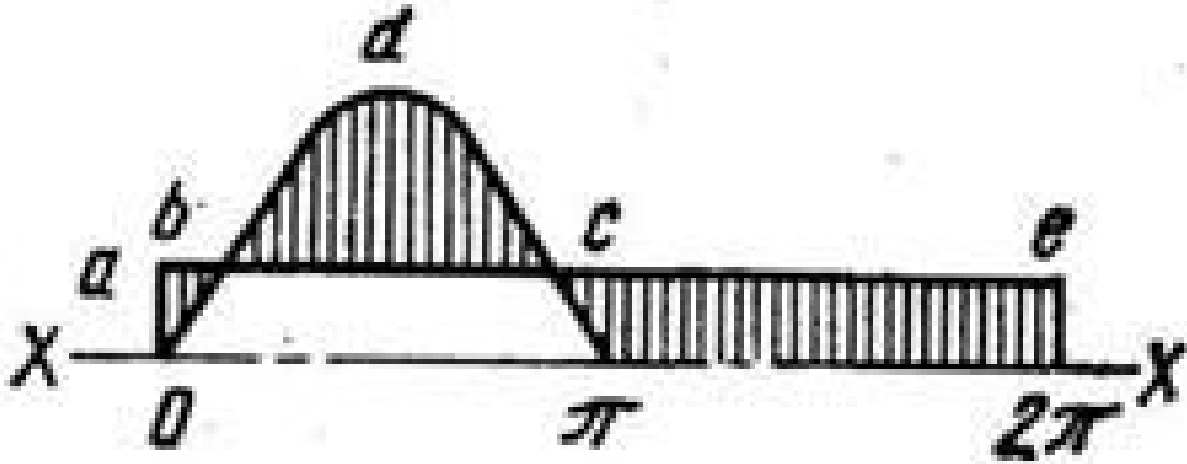
Из-за неравномерной скорости поршня давление в цилиндре насоса в период всасывания и в период нагнетания может колебаться в широких пределах. Большое влияние на амплитуду колебаний давления в цилиндре оказывают силы инерции жидкого столба во всасывающем и напорном трубопроводах. Чтобы уменьшить влияние этих сил и выровнять подачу, применяют воздушные колпаки. Воздушный колпак представляет собой буферный промежуточный сосуд, в котором примерно 50% объема занимает воздух.

Воздушные колпаки в зависимости от потребности устанавливают как на стороне всасывания, так и на стороне нагнетания. На рис. 10 показана схема установки всасывающего 4 и напорного 2 воздушных колпаков у одноцилиндрового насоса одностороннего действия.



1 — манометр, 2 — напорный воздушный колпак, 3 — патрубок, 4 — всасывающий воздушный колпак, 5 — мерное стекло, 6 — вакуумметр.

Верхняя часть колпаков занята воздухом, а нижняя – перекачиваемой жидкостью, причем давление, под которым находится воздух, равно давлению на поверхности уровня жидкости. Сущность действия напорного колпака заключается в том, что в то время когда мгновенные подачи жидкости превышают среднюю подачу, избыток жидкости задерживается в колпаке. Этот избыточный объем изображен на рис. вертикально заштрихованным прямоугольником внутри напорного колпака.



Когда подача жидкости плунжером становится меньше средней или прекращается совсем (при всасывающем ходе), воздух в колпаке расширяется и вытесняет задержавшийся в нем избыток жидкости в напорный трубопровод. На графике подачи **заштрихованная часть площадки синусоиды bdc соответствует этому избытку**, который возникает при повороте кривошипа на угол, измеряемый отрезком be . При прохождении кривошипом углов, соответствующих отрезкам ab и ce , **этот избыток жидкости поступает в трубопровод и поддерживает в нем движение жидкости со скоростью, близкой к постоянной.**

Аналогично описанному действует и колпак на всасывающей трубе, жидкость из которого неравномерно забирается насосом по патрубку 3.

До колпака 4 жидкость движется во всасывающей трубе почти равномерно.

Для того чтобы воздушные колпаки наиболее полно выполняли свои функции, их устанавливают возможно ближе к насосу либо на самом насосе.

Во время работы насоса уровень жидкости во всасывающем колпаке постепенно понижается.

Происходит это потому, что давление в этом колпаке ниже, чем в приемном резервуаре, и в нем скапливается воздух, выделяющийся из жидкости. Чтобы скопившийся воздух не мог сразу в большом количестве попасть в рабочую полость (камеру) насоса, что нарушило бы нормальную работу, в нижней части всасывающего патрубка делается ряд небольших отверстий (см. рис. 10).

Достигнув при понижении уровня этих отверстий, воздух небольшими порциями отсасывается через них в рабочую камеру.

Наоборот, в напорном колпаке уровень жидкости постепенно повышается, так как воздух, который находится в нем под повышенным давлением, растворяется в перекачиваемой жидкости и уносится ею.

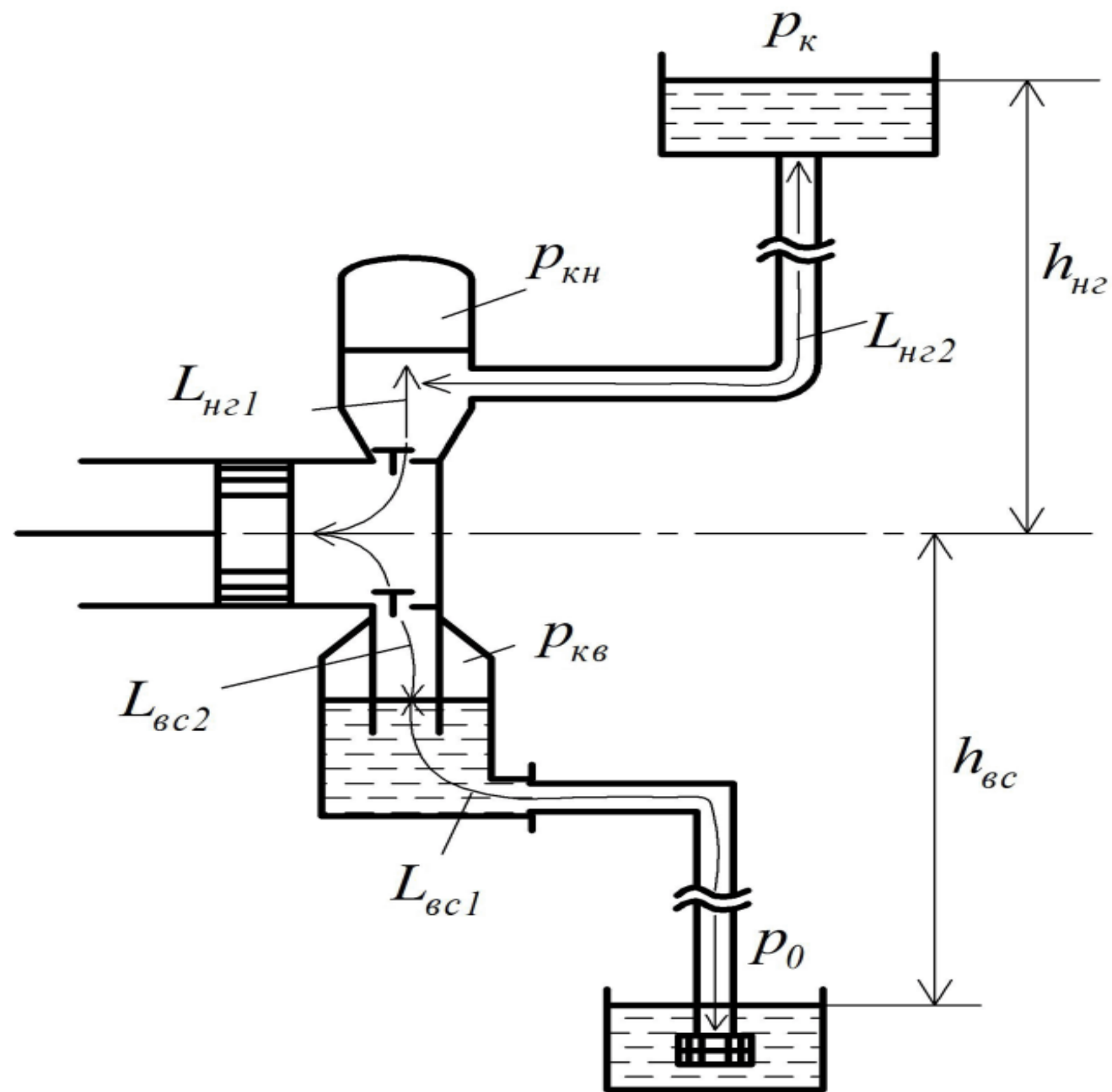
В связи с этим **возникает необходимость периодически восполнять убыль воздуха в колпаке.**

Для этой цели под всасывающим клапаном **или на цилиндре насоса устанавливается воздушный кран, который снабжен обратным клапаном (сапуном).**

При открытии крана воздух засасывается в цилиндр насоса и затем вытесняется в напорный колпак.

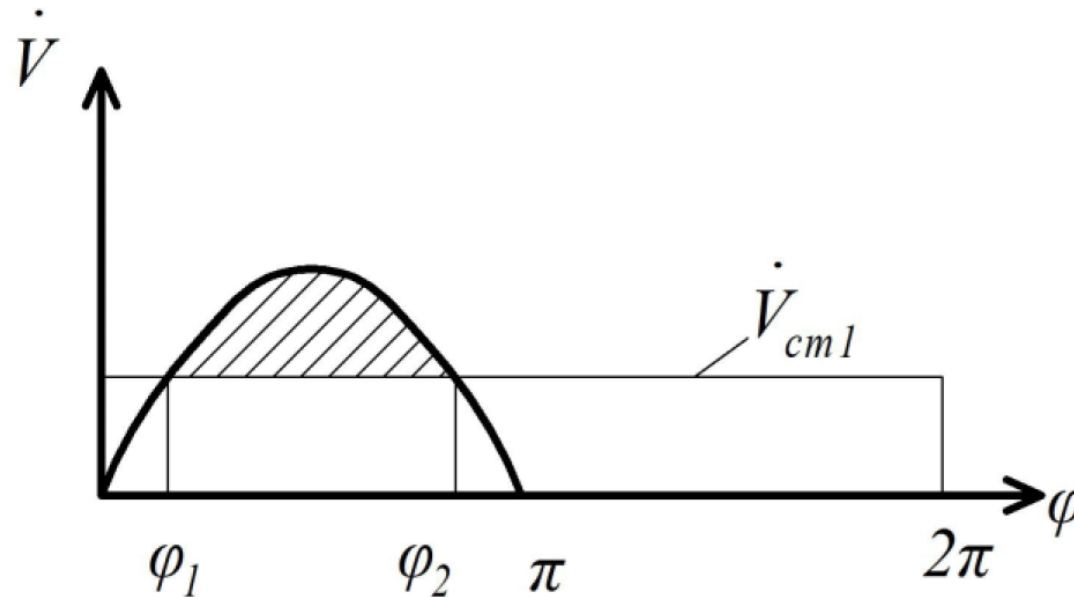
Нормально воздух должен занимать приблизительно 2/3 объема колпака.

Схема установки воздушных колпаков



Максимальное давление нагнетания с воздушным колпаком $p_{н2 \max}$ меньше, чем без колпака.

Рассмотрим подачу насоса с воздушным колпаком. До угла φ_1 идет подача только в линию нагнетания (рисунок 11). С ростом φ растет скорость нагнетания $w_{н2}$, следовательно растет и сопротивление линии нагнетания.



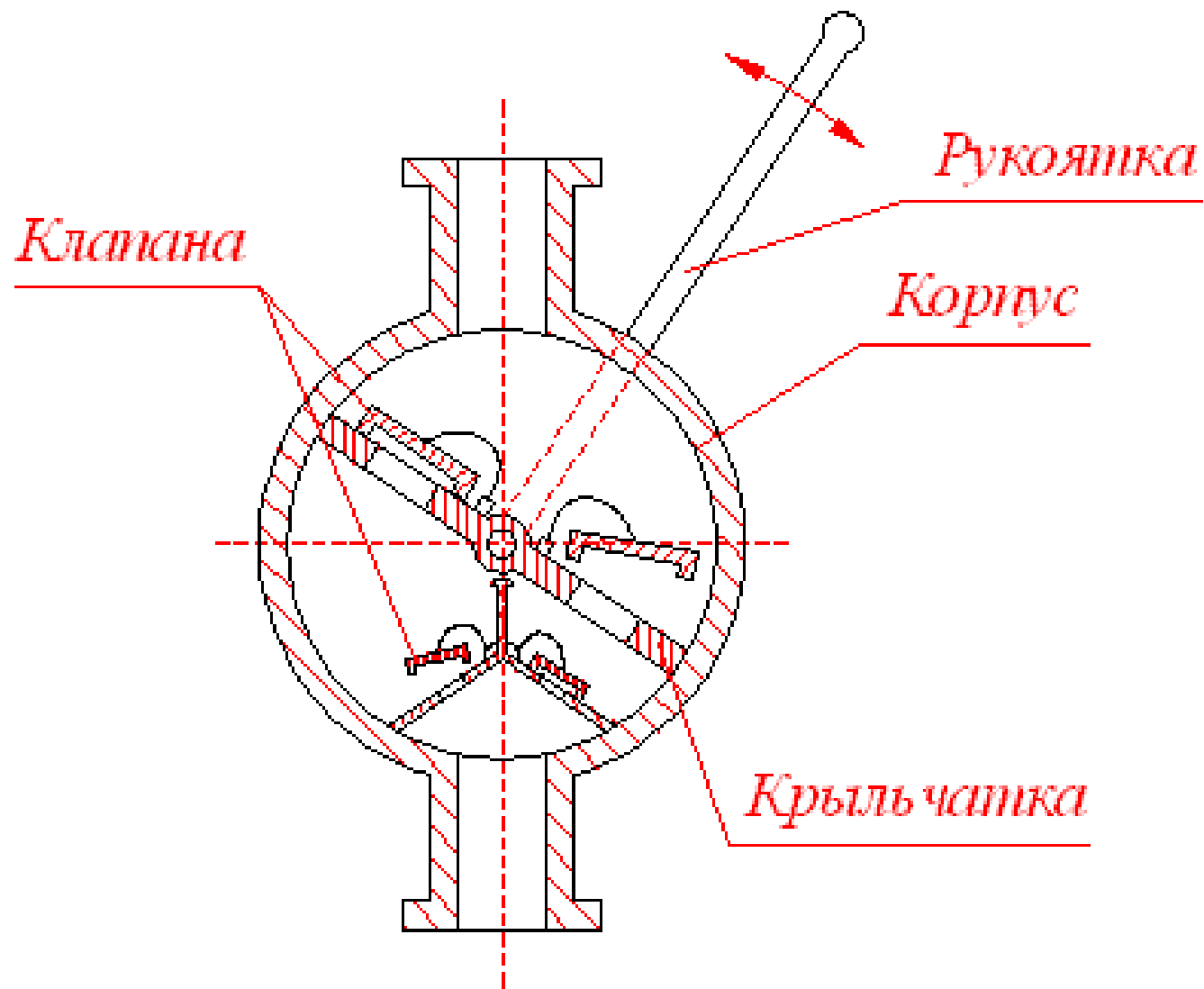
До угла φ_2 идет аккумуляция жидкости в воздушном колпаке (заштрихованная часть графика подачи) и подача её в нагнетательную линию. С угла φ_2 и далее подача только в линию нагнетания. Во время всасывания (от π до 2π) аккумулярованная часть жидкости за счет разности давлений $p_{кн}$ и p_k подается в линию нагнетания. Таким образом происходит выравнивание подачи по времени.

Рисунок 11. Диаграмма подачи поршневого насоса с воздушным колпаком

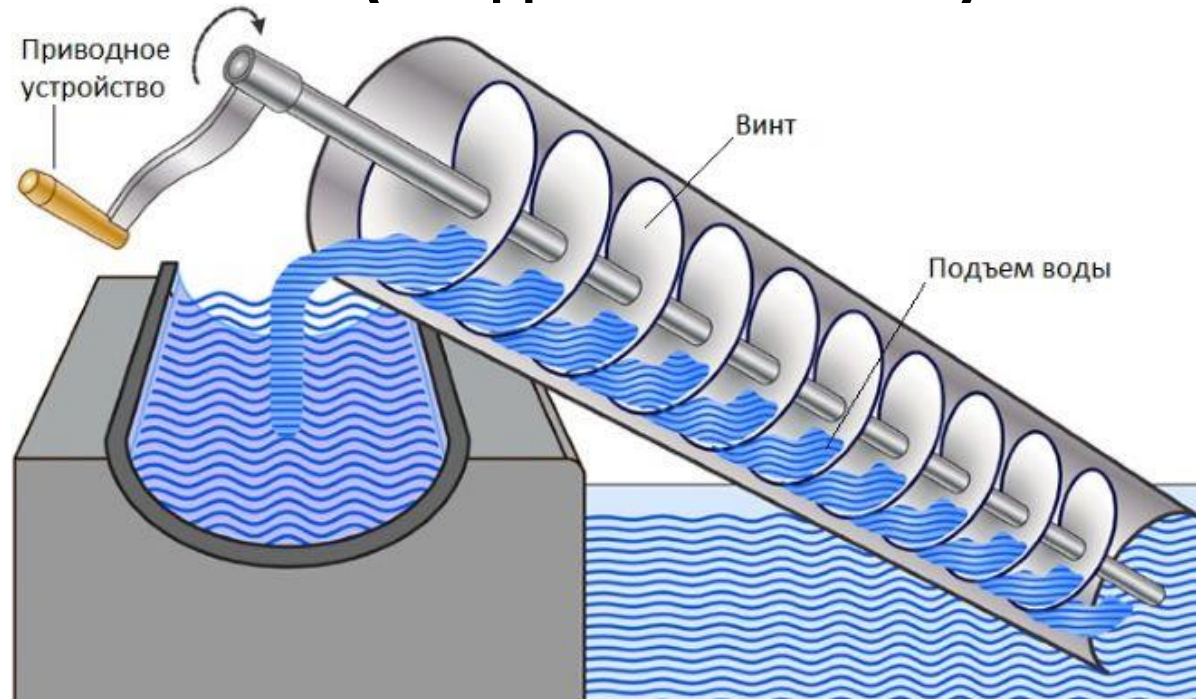
Полный коэффициент полезного действия малых поршневых насосов составляет $= 0,7$,
крупных современных насосов $= 0,9$ и более.

Крыльчатый насос – ручное насосное оборудование объемного типа, в котором в качестве вытеснителя применяется оснащенная лопастями крыльчатка. Агрегаты этого типа считаются разновидностью поршневых насосов двойного действия. В специализированных источниках крыльчатые насосы имеют другое название – «насосы Альвейера».

Крыльчатые насосы применяются в ситуациях, когда нельзя допустить превышение давления (максимальный показатель составляет 1,8 Мпа). Оборудование идеально подходит для работы в условиях, когда нет необходимости в монтаже более сложных насосных агрегатов или отсутствует источник электропитания. Техника позволяет осуществлять откачку жидкостных сред из котлованов и емкостей небольших размеров.



Шнековые (оседиагональные) насосы



Шнековый (оседиагональный насос) – погружное насосное оборудование винтового типа. Перекачка жидкой среды шнековым насосом основана на работе специфического архимедового винта определенной длины. Исключительным преимуществом этого агрегата является возможность осуществлять перекачку жидкостей с сильным загрязнением (абразивными веществами небольших размеров).

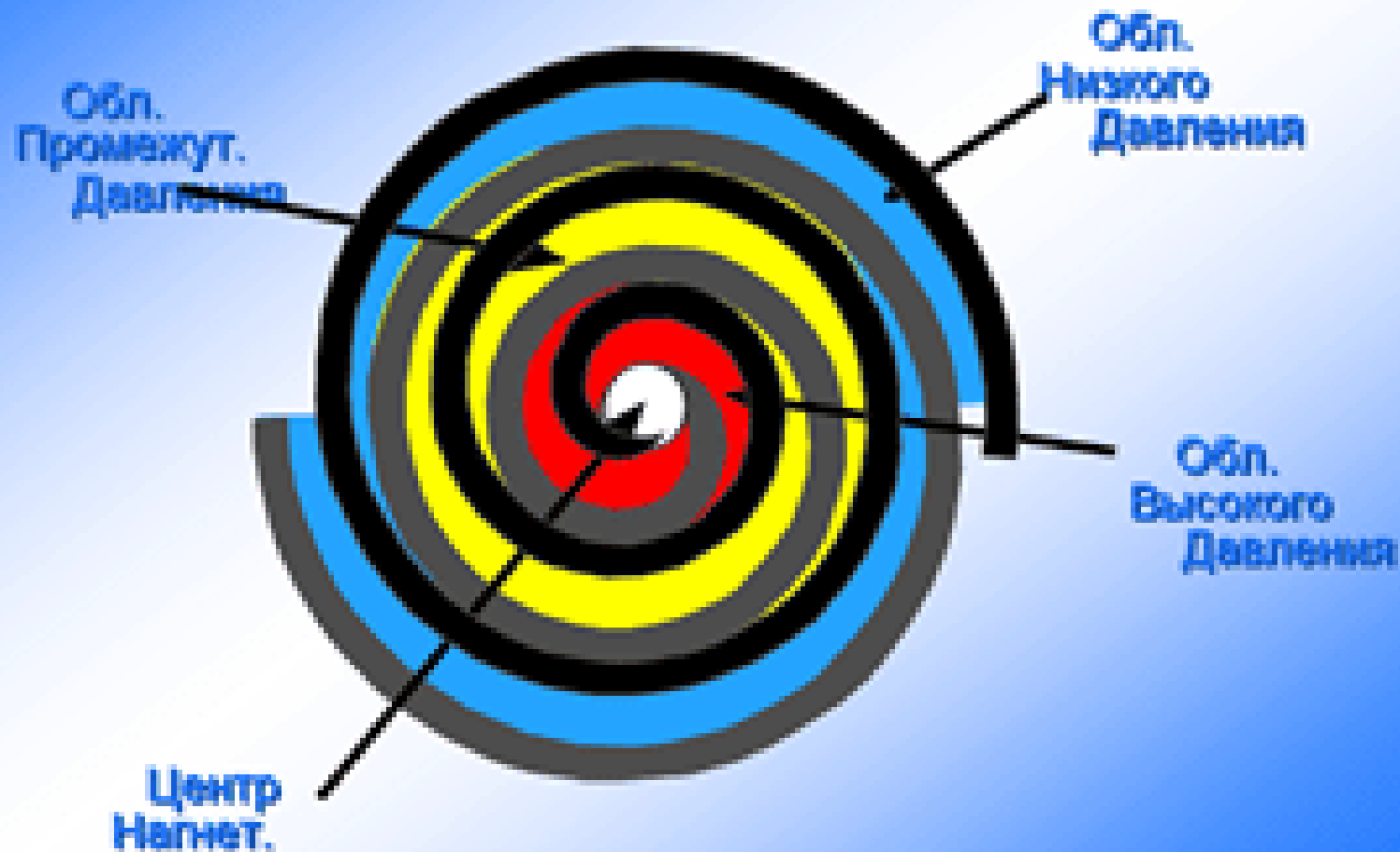
Принцип работы оседиагонального насоса не отличается особой сложностью. В нижней части рабочей камеры агрегата расположено подающее отверстие, через которое внутрь засасывается перекачиваемая среда. Спиральные элементы имеющегося в шнековом насосе винта захватывают жидкость и проталкивают ее к напорному отверстию.

Стоит отметить, что **при увеличении скорости вращения винта активно увеличивается производительность агрегата, но это не повлияет на уровень напора в выходном отверстии**, поскольку внутри рабочей камеры уровень давления не изменяется.

Шнековые насосы нашли свое применение в промышленности. Они идеально подходят для работы с загрязненной средой, жидкостями повышенной вязкости, нефтепродуктами и маслами, а также иными материалами промышленного назначения.

Спиральные насосы

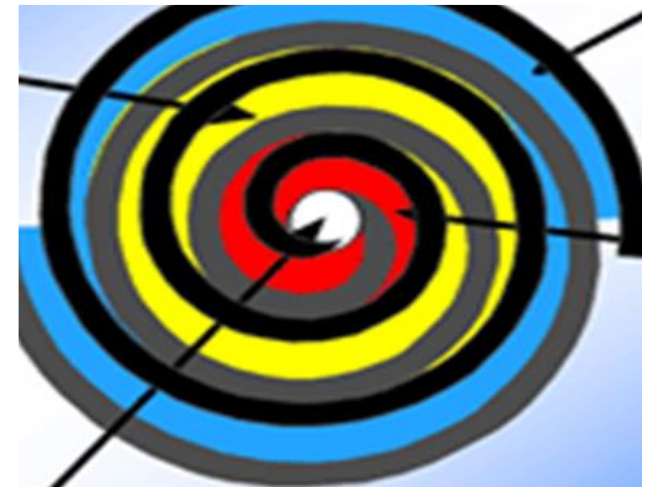
Как работает спиральный компрессор



Спиральные насосы используются в случаях, когда возникает необходимость безмаслянным способом создать вакуум.

Спиральное оборудование считается хорошей альтернативой вакуумным насосам пластинчатого типа. Его производительность нередко достигает 35 куб. метров в час.

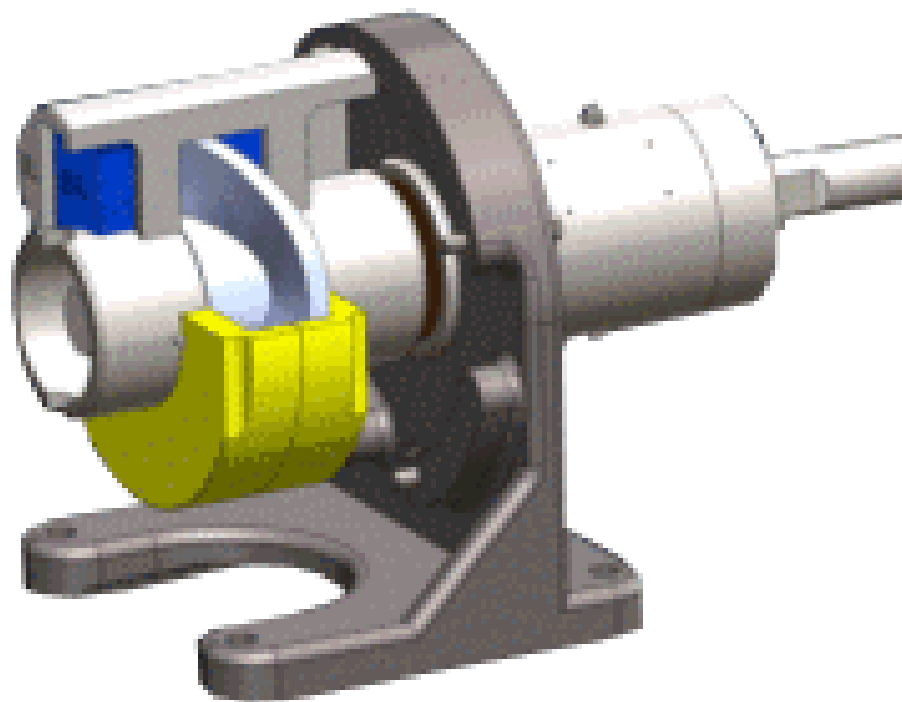
Принцип действия спирального насоса основан на особом расположении спиралей в его конструкции. Они используются для создания объемов серповидного типа, в которых происходит сжатие перекачиваемой среды. В процессе вращения спирали объем рабочей камеры уменьшается и помогает перемещению среды к середине самой камеры. Воздушная смесь забирается с периферии (у стенок рабочей камеры), а полностью сжимается – в центре. При соединении рабочих полостей насоса образуются парные объемы.



На торце спирали, которая не движется, имеется обратный клапан и выходное отверстие, через которое выходит среда в сжатом виде. Движущаяся спираль при помощи лопастей помогает полностью изолировать всасываемые объемы среды и уже сжатые в процессе работы агрегата и разделить внутри камеры области низкого и высокого давления. Полный цикл перекачки равен количеству оборотов спирали.

Спиральные вакуумные насосы активно эксплуатируются в сферах фармацевтики и медицины, при проведении лабораторных испытаний и биологических исследований. Оборудование также нашло применение в производстве полупроводников и электронике. Использование спирального насоса помогает в имитации космического пространства. Агрегаты также активно используются в качестве спирального компрессора в тепловом насосном оборудовании.

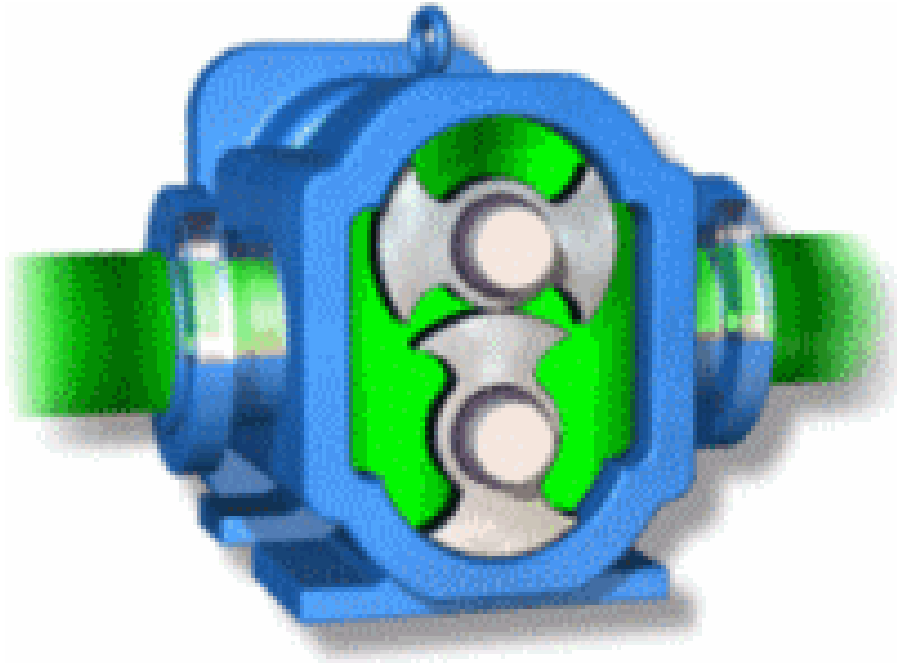
Синусные насосы – насосы типа «Качающаяся шайба»



Синусный или синусоидальный агрегат получил такое название благодаря форме его рабочего ротора. Он представлен в виде диска, имеющего изгиб по синусоиде. Присутствие уникального синусоидального ротора в насосном оборудовании позволяет использовать его даже в тех ситуациях, когда нет возможности эксплуатировать классический роторный насос.

Принцип действия синусного оборудования основан на работе ротора, который в течение одного оборота вокруг оси осуществляет четыре полных выталкивания перекачиваемой среды, равных объему рабочей камеры. По центру эта камера разделена на две разные части специальными шиберами, которые движутся перпендикулярно дисковой плоскости. Они обеспечивают герметизацию части камеры и предотвращают возможность обратного движения жидкости внутри. Когда камера на вход закрывается, открывается та, что расположена у выхода – это полностью симметричный процесс, который снижает вероятность пульсации перекачиваемой среды. Синусоидальный ротор в процессе вращения обеспечивает волнообразное движение жидкости.

Кулачковые насосы



Кулачковые агрегаты роторного или коловратного типа используются в случаях, когда необходимо осуществить бережную перекачку продуктов высокой вязкости с включением твердых частиц. Особая форма ротора, которая используется в этом насосном оборудовании дает возможность перекачивать жидкости с включениями достаточно крупных элементов.

Частота вращения рабочего вала в кулачковом насосе составляет не более 200-400 оборотов. Кулачковое оборудование нашло свое применение в химической и пищевой промышленности.

В корпусе кулачкового насоса размещены два соответствующих ротора, каждый из которых закреплен на отдельном валу. Синхронное их вращение в противоположных направлениях достигается за счет слаженной работы коробки передач. **Между кулачками в камере имеется небольшой зазор (не более 15 мкм).** Вращение их способствует образованию полостей, которые через всасывающий патрубок заполняются перекачиваемым продуктом, а через выходной – направляется дальше по трубопроводу. Внутри рабочей камеры между кулачками продукт движется по внешнему радиусу.

В работе с разными типами продуктов могут использоваться как двух-, так и трехлепестковые роторы.

По всасывающей способности различают:

- **несамовсасывающие**
- **самовсасывающие насосы**

Несамовсасывающим** называется насос, **не обладающий способностью сухого всасывания**, т. е. **не способный сам удалять воздух из всасывающего патрубка и корпуса и создавать необходимое разрежение для поступления воды.

Самовсасывающим называется насос, обладающий способностью сухого всасывания.

Сами насосы только с колесами центробежного типа не обладают сухим всасыванием. Поэтому на одном валу с центробежным колесом или с приводом от этого вала монтируются дополнительные устройства для создания необходимого разрежения в насосе при пуске. К этим устройствам относятся водокольцевые насосы и эжекторные устройства.

Несамовсасывающие насосы устанавливаются ниже уровня перекачиваемой жидкости, т. е. работают с подпором. Иногда они могут устанавливаться и выше уровня перекачиваемой жидкости, но в этом случае предусматривается заливка насоса водой перед пуском или насос соединяется своим всасывающим патрубком или корпусом с отдельным самостоятельным вакуумным устройством.

Центробежный насос — самый распространенный тип насосов в мире.

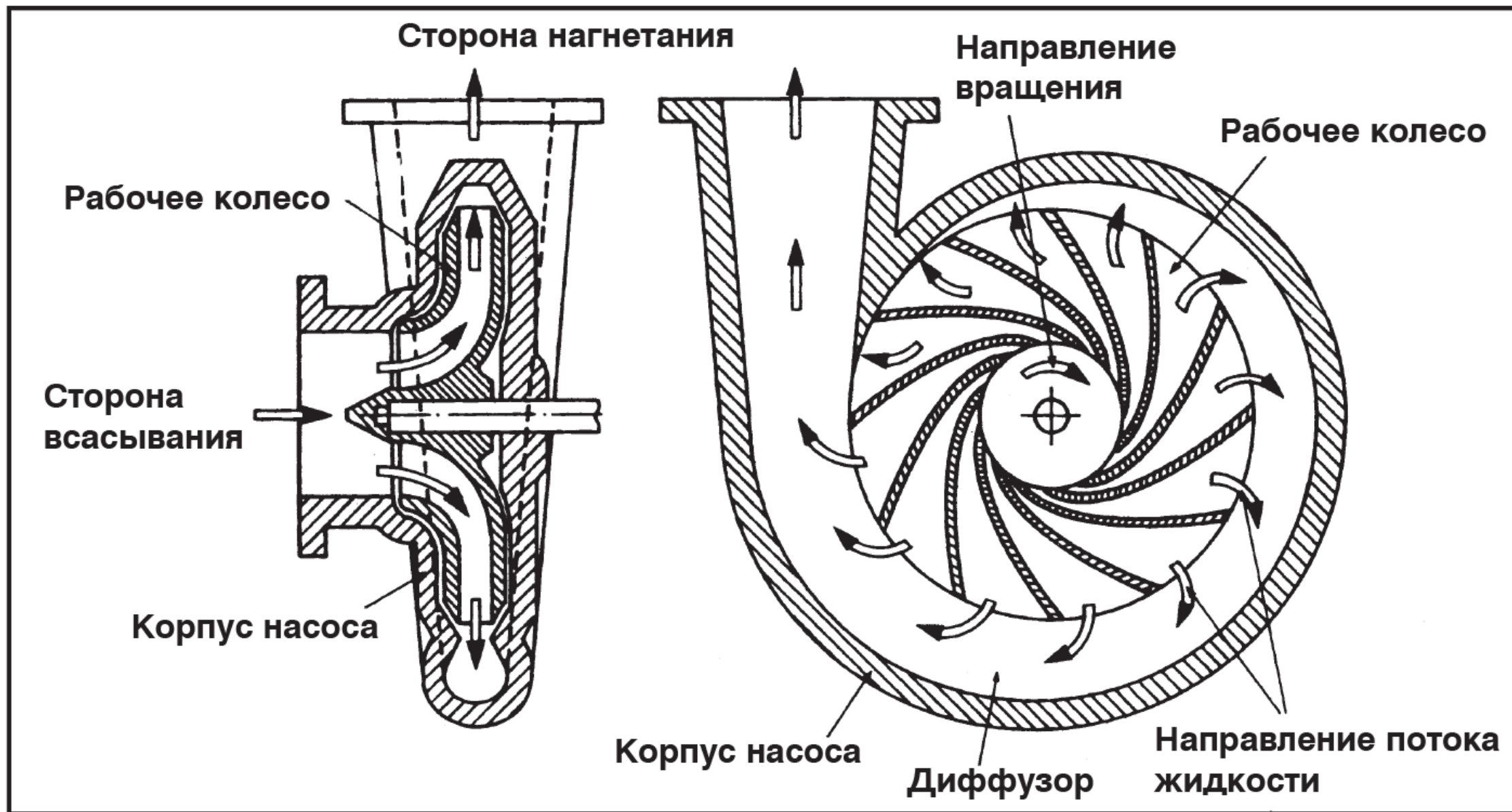
Преимущества центробежных насосов:

- непрерывная, **без пульсации**, подача жидкости;
- **высокая подача** — например, НЦВ 400/30, насос заборной воды;
- сравнительно небольшой вес и габариты;
- возможность непосредственного соединения с быстроходными двигателями;
- **простота конструкции**, упрощающая эксплуатацию и ремонт насоса;
- малая чувствительность к загрязнению жидкости;

Недостатки:

- **невозможность сухого всасывания**;
- большая чувствительность к попаданию воздуха во всасывающий трубопровод - подсос воздуха;
- сравнительно **малый КПД** по сравнению с поршневыми насосами;
- **зависимость** между напором и подачей;

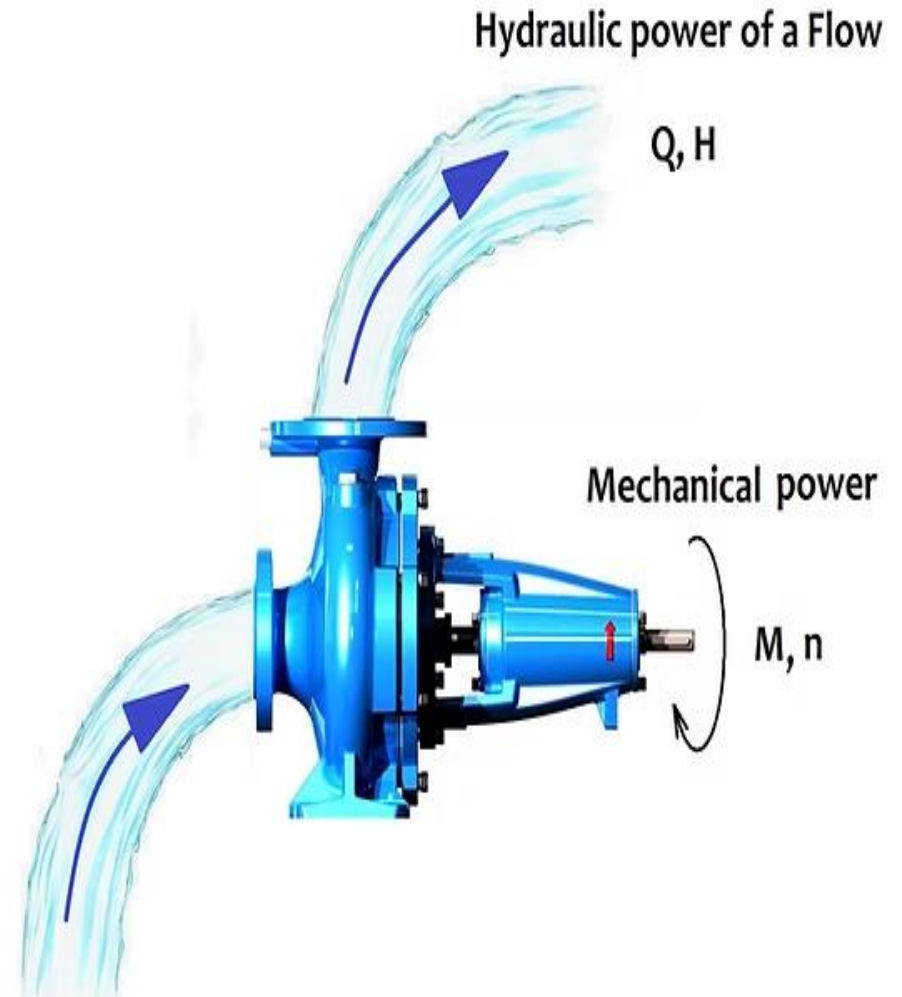
Конструкция центробежного насоса



Жидкость поступает во всасывающий трубопровод, а затем на вход вращающегося рабочего колеса.

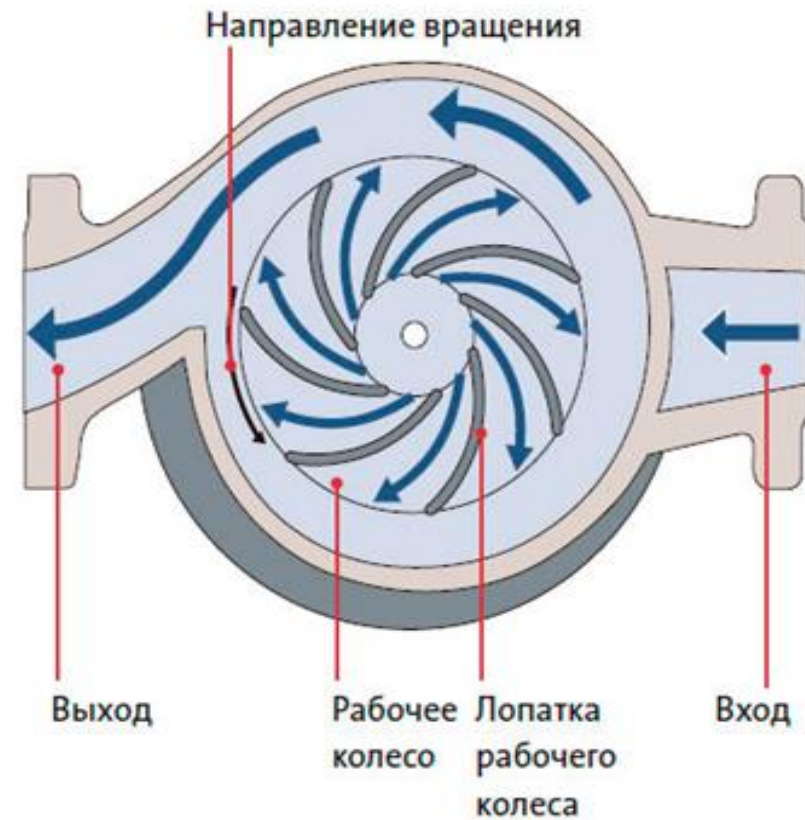
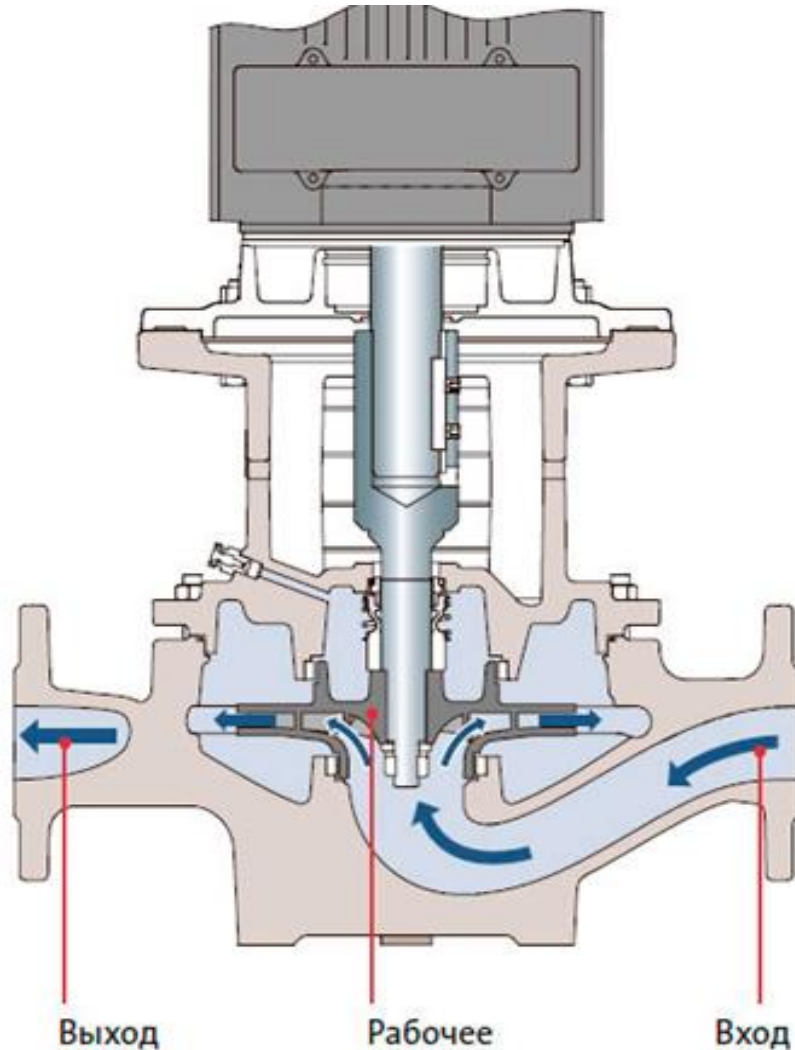
Лопатки рабочего колеса воздействуют на жидкость и перемещают ее от центра к периферии. Жидкость ускоряется и приобретает скорость или скоростной напор.

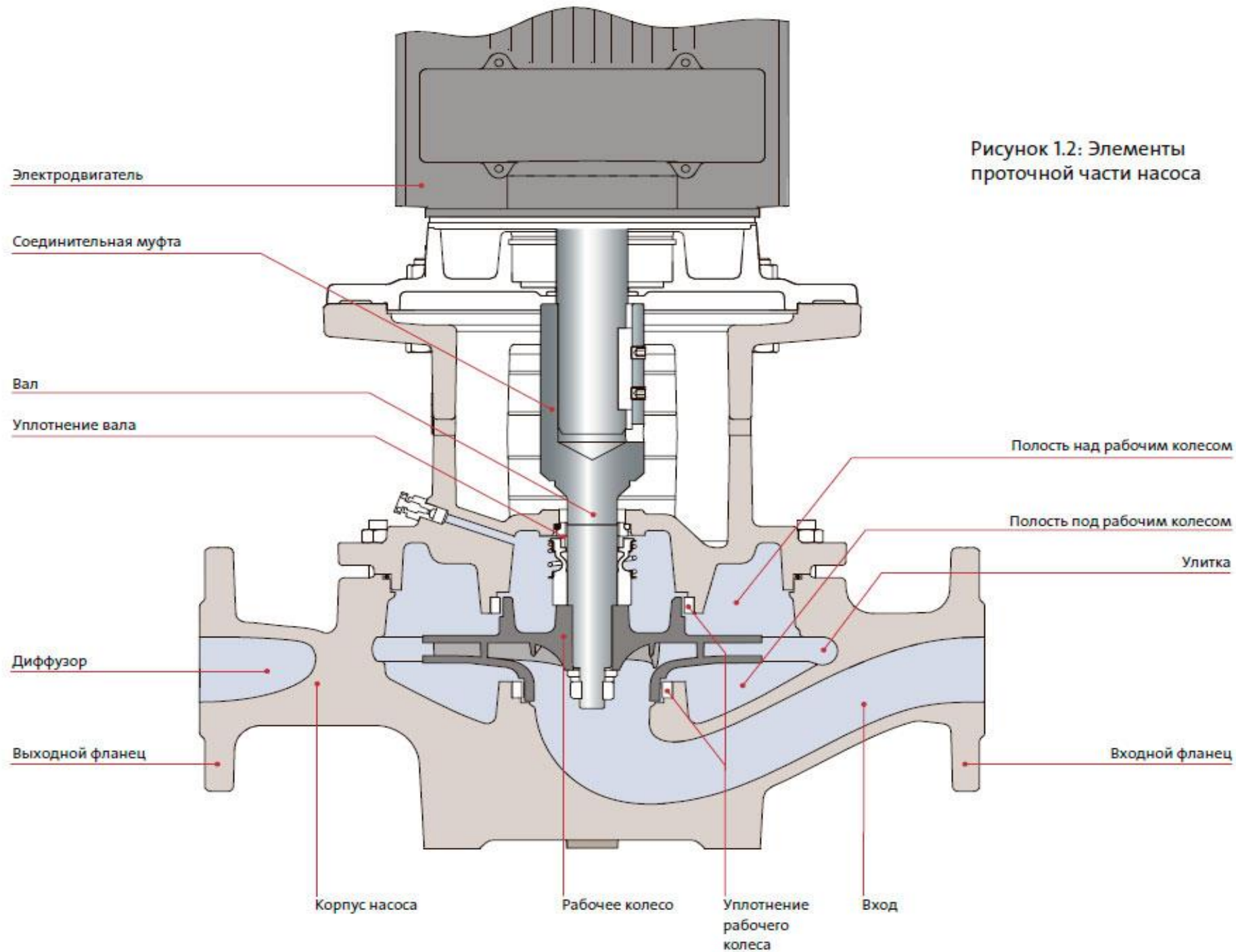
После выхода из рабочего колеса жидкость попадает в отвод наиболее часто встречаются спиральные отводы (улитка), где скоростной напор преобразуется в давление, а затем поступает в напорный патрубок.



Принцип работы центробежного насоса

Центробежный насос повышает давление путем передачи механической энергии от электродвигателя к жидкости посредством вращающегося рабочего колеса.



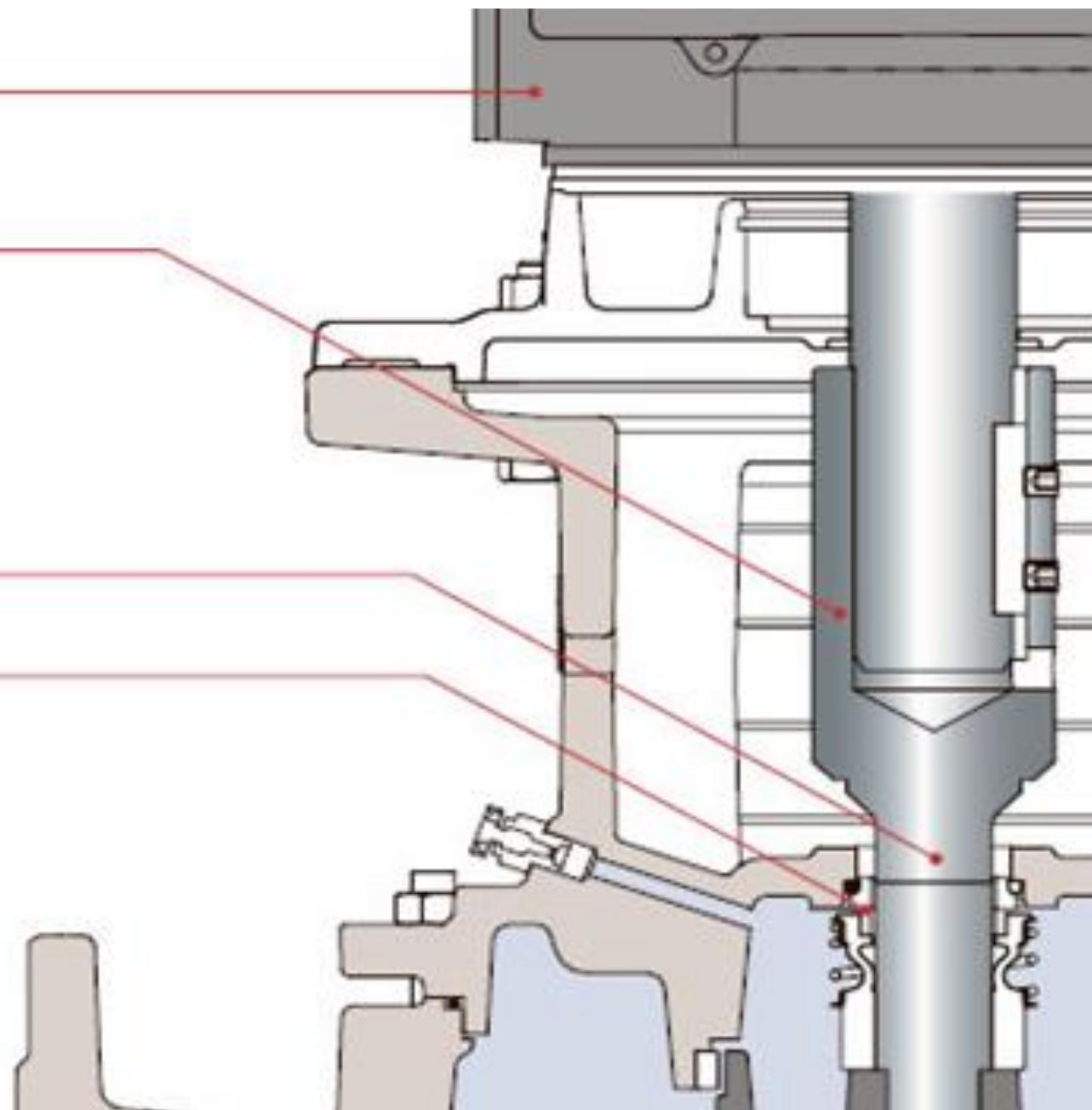


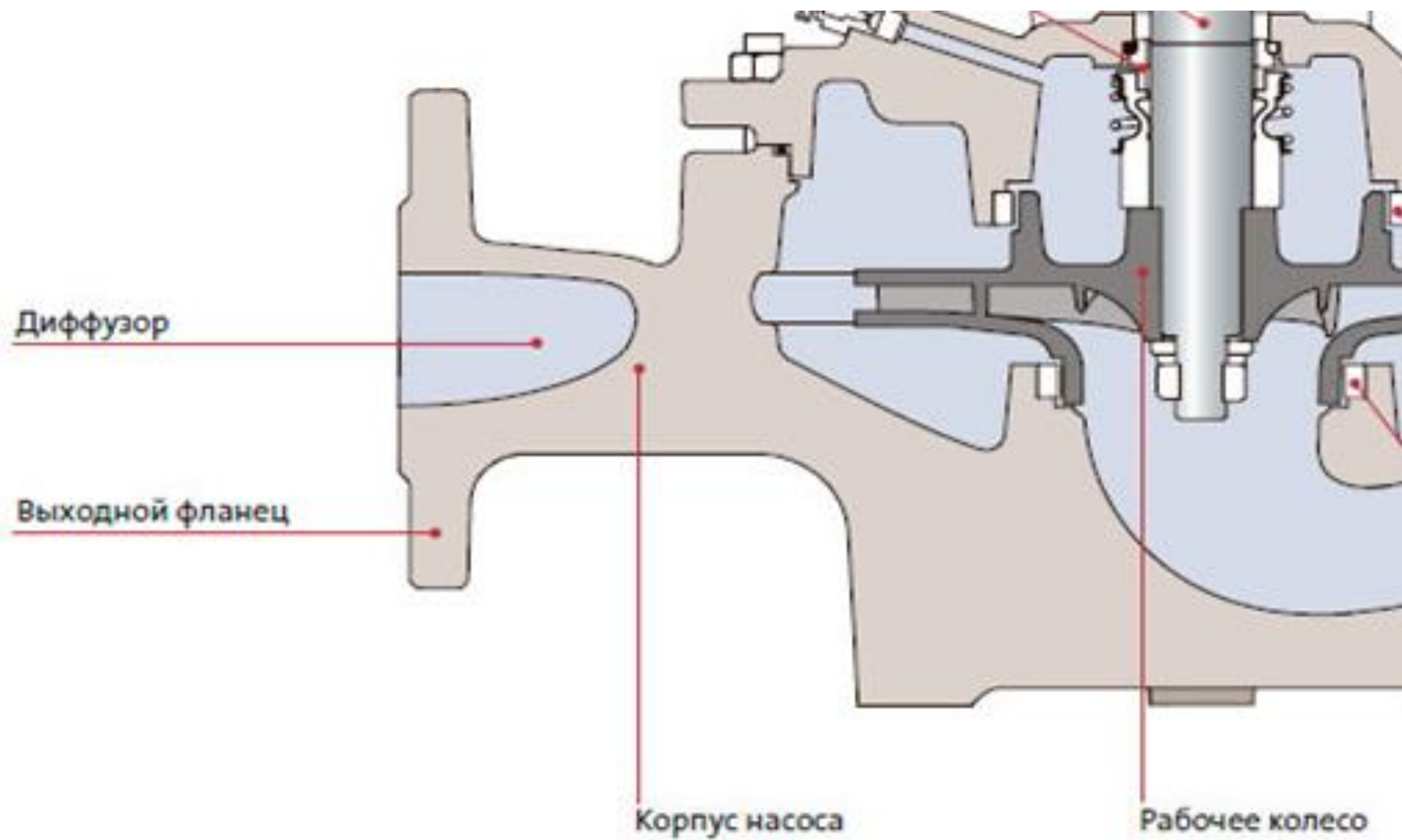
Электродвигатель

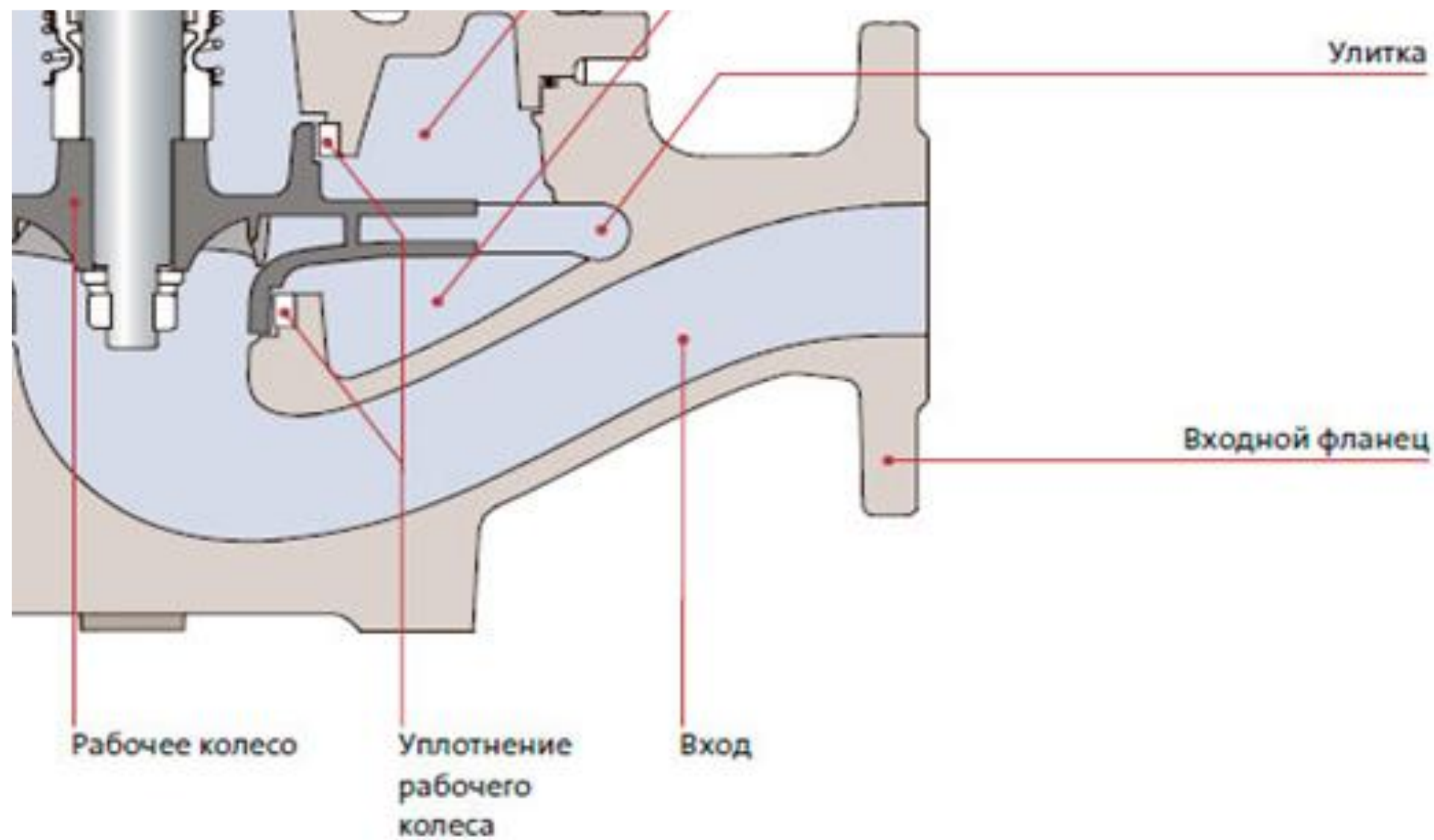
Соединительная муфта

Вал

Уплотнение вала







Спиральная камера (улитка) предназначена для сбора жидкости с рабочего колеса и направления ее на выходной фланец. **В спиральной камере происходит преобразование динамического давления в рабочее колесе в статическое давление.** Скорость постепенно снижается по мере увеличения поперечного сечения потока жидкости. **Такое преобразование называется торможением потока. Примером торможения потока является уменьшение скорости движения потока при увеличении поперечного сечения трубы,** см. рисунок

Рисунок 1.20: Изменение скорости жидкости в трубе, вызванное изменением площади поперечного сечения.



Малое поперечное сечение:
высокая скорость, низкое
статическое давление, высокое
динамическое давление

Большое поперечное сечение: низкая скорость,
высокое статическое
давление, низкое
динамическое давление

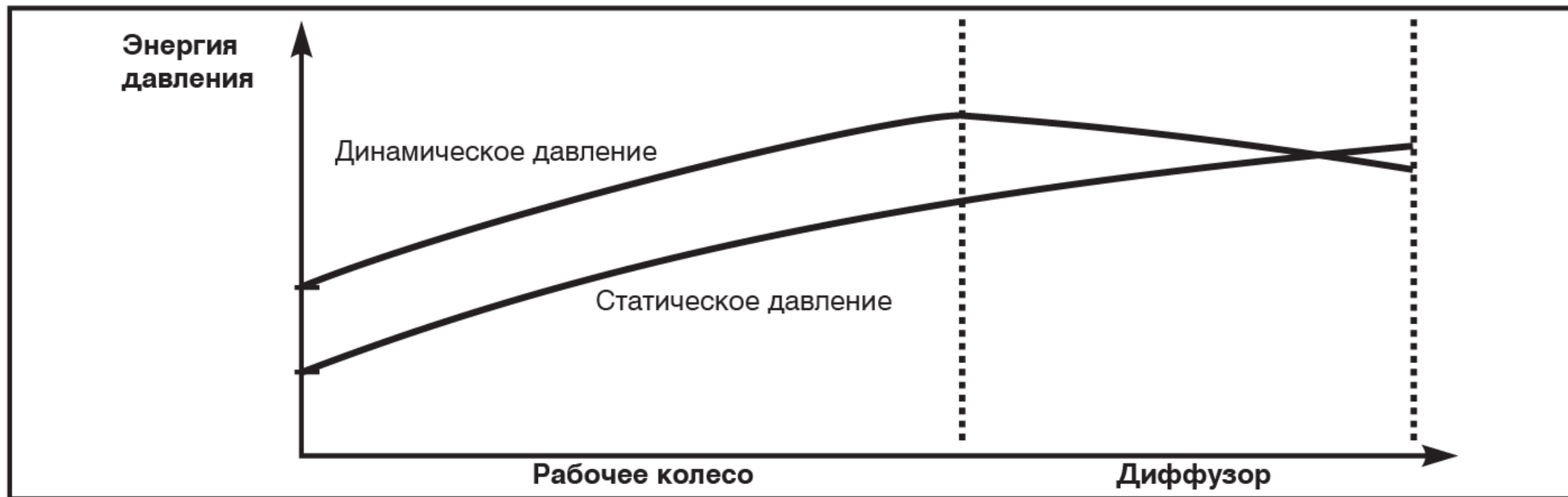
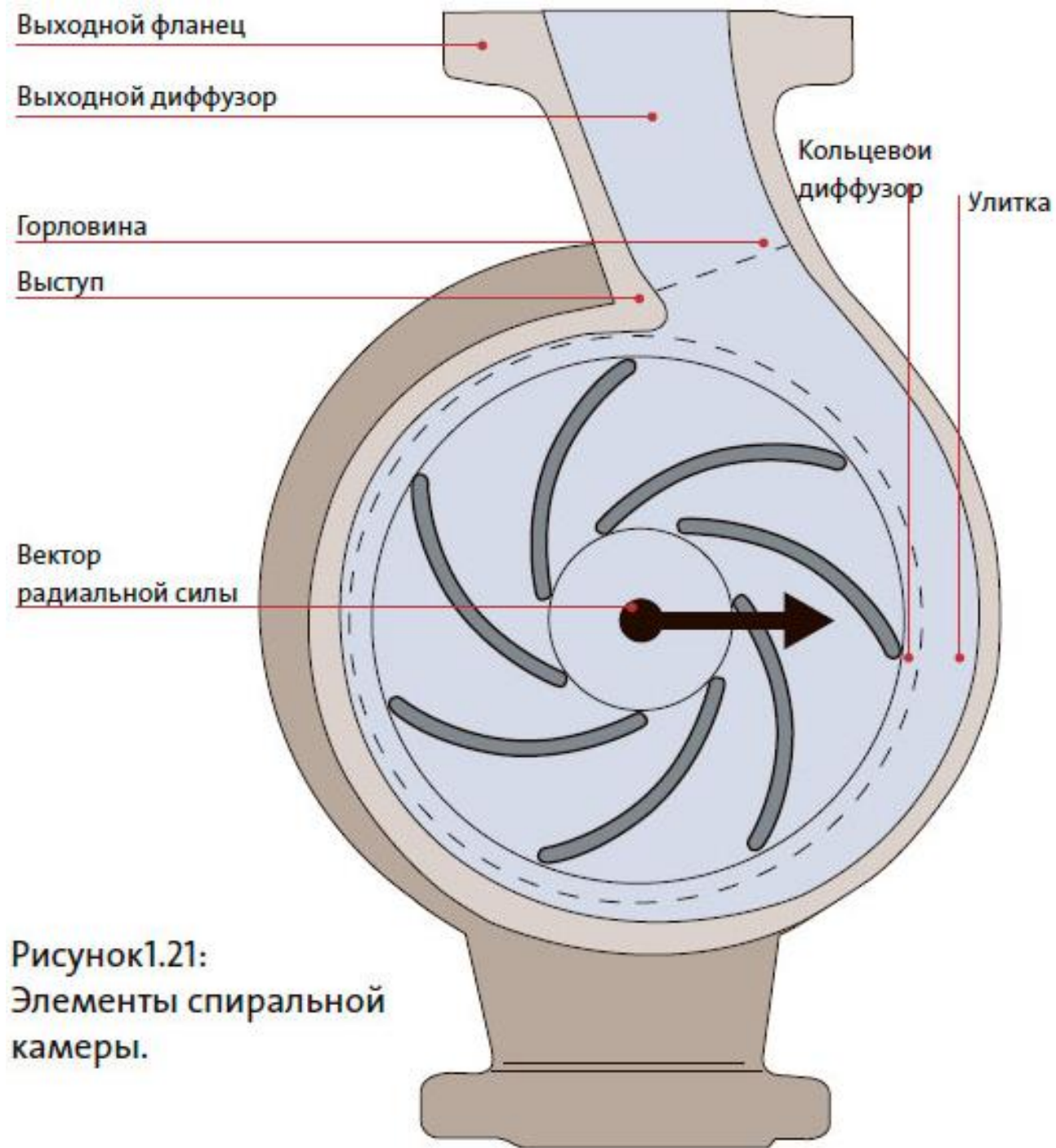
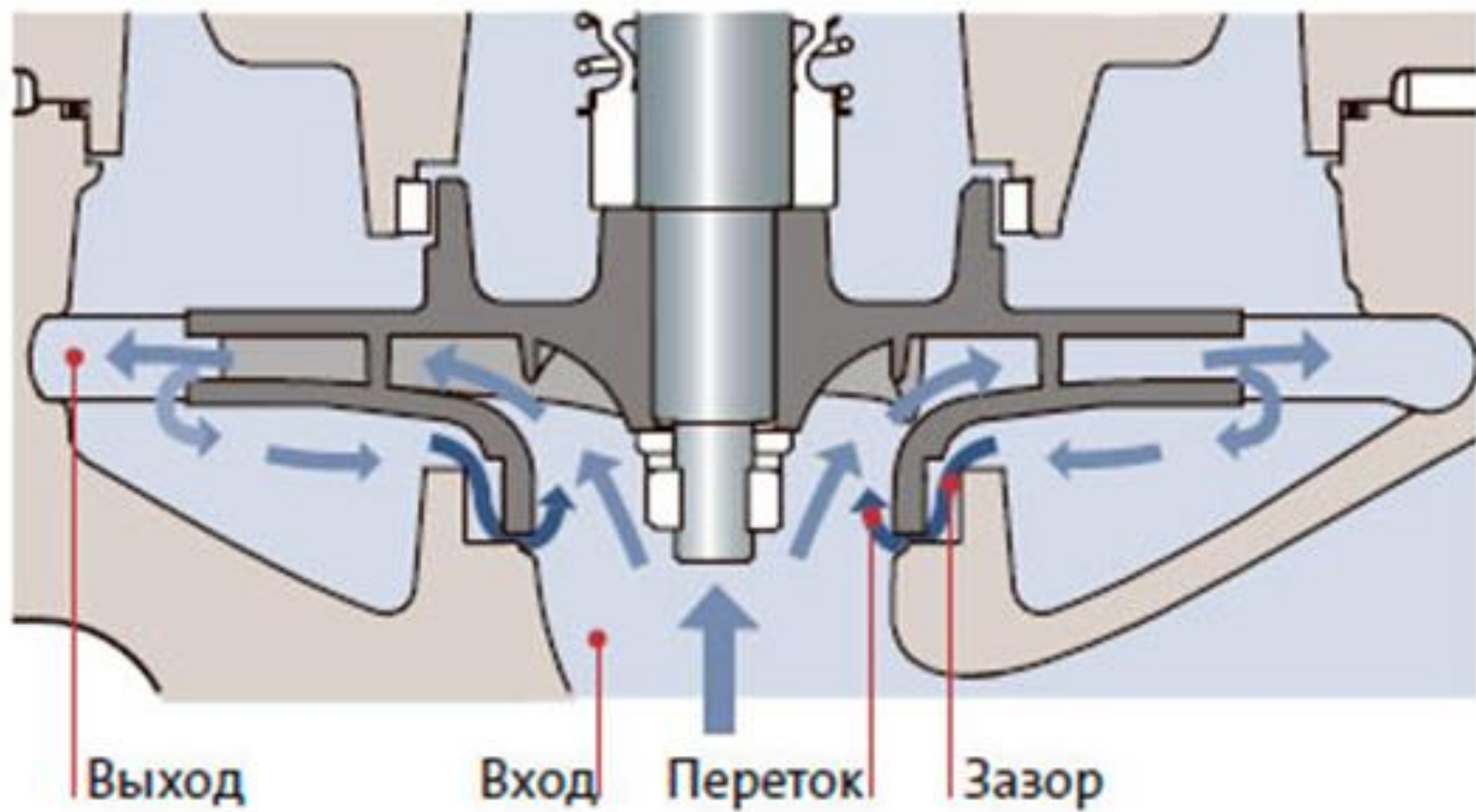


Рис. 10 Преобразования давления в рабочем колесе и диффузоре





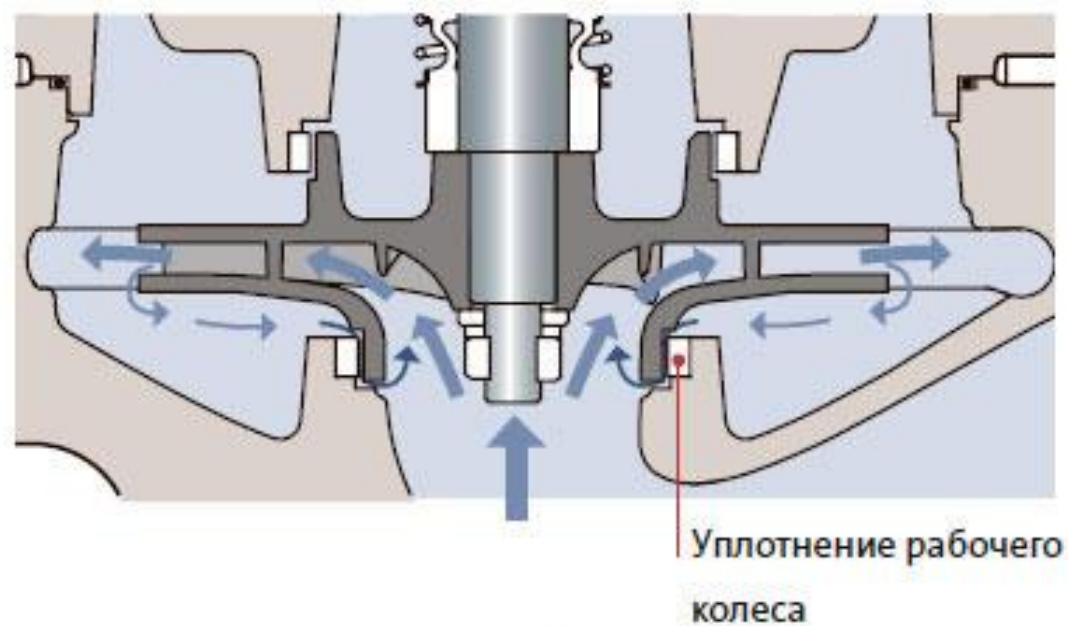
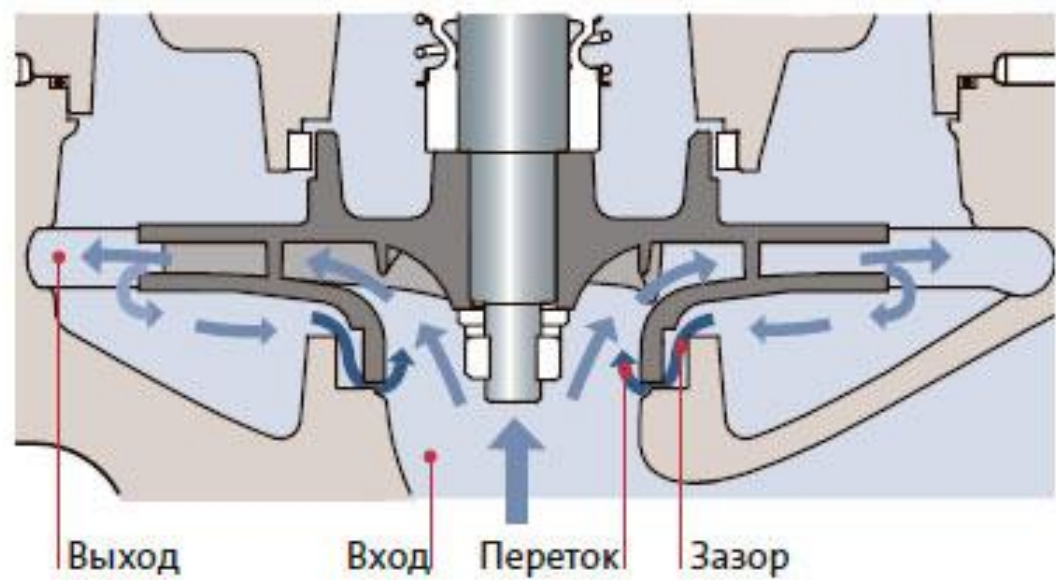


Рисунок 1.13: Переток через зазор.

Осевая нагрузка складывается из всех сил, действующих в осевом направлении и возникающих вследствие разности давлений в различных частях насоса. Основная сила возникает вследствие повышения давления при вращении рабочего колеса. Вход в рабочее колесо находится под давлением на входе, в то время как на внешние поверхности заднего и переднего диска действует выходное давление,

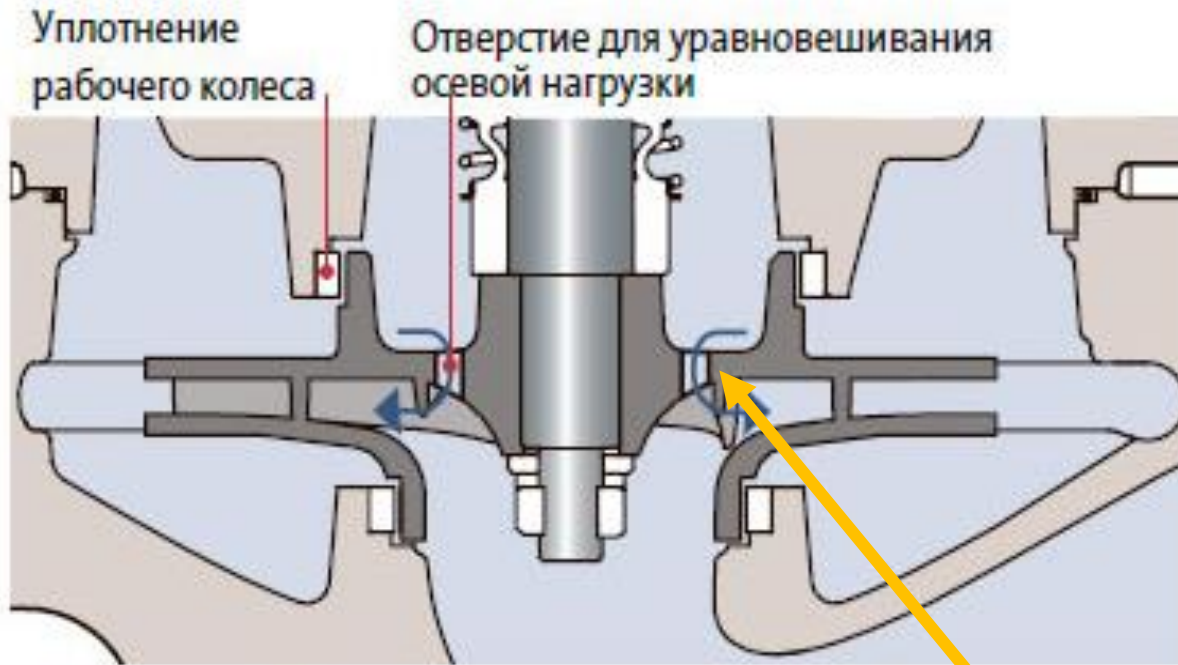


Рисунок 1.17: Снижение осевой нагрузки с помощью уплотнений рабочего колеса и разгрузочных отверстий.

Осевая нагрузка воспринимается осевыми подшипниками, поэтому на них действуют силы, приложенные к рабочему колесу. Если невозможна полная компенсация осевой нагрузки в осевом подшипнике, нужно уравновесить осевые силы, действующие на рабочее колесо. Существует несколько возможностей снизить осевую нагрузку на вал насоса и таким способом уменьшить нагрузку на осевой подшипник. **Все методы снижения осевой нагрузки ведут к гидравлическим потерям.** Одним из решений для уравнивания осевых сил является устройство небольших отверстий в заднем диске,

Другой вариант
снижения осевой
нагрузки –
применение
**двухстороннего
рабочего колеса** –
пример на фото:

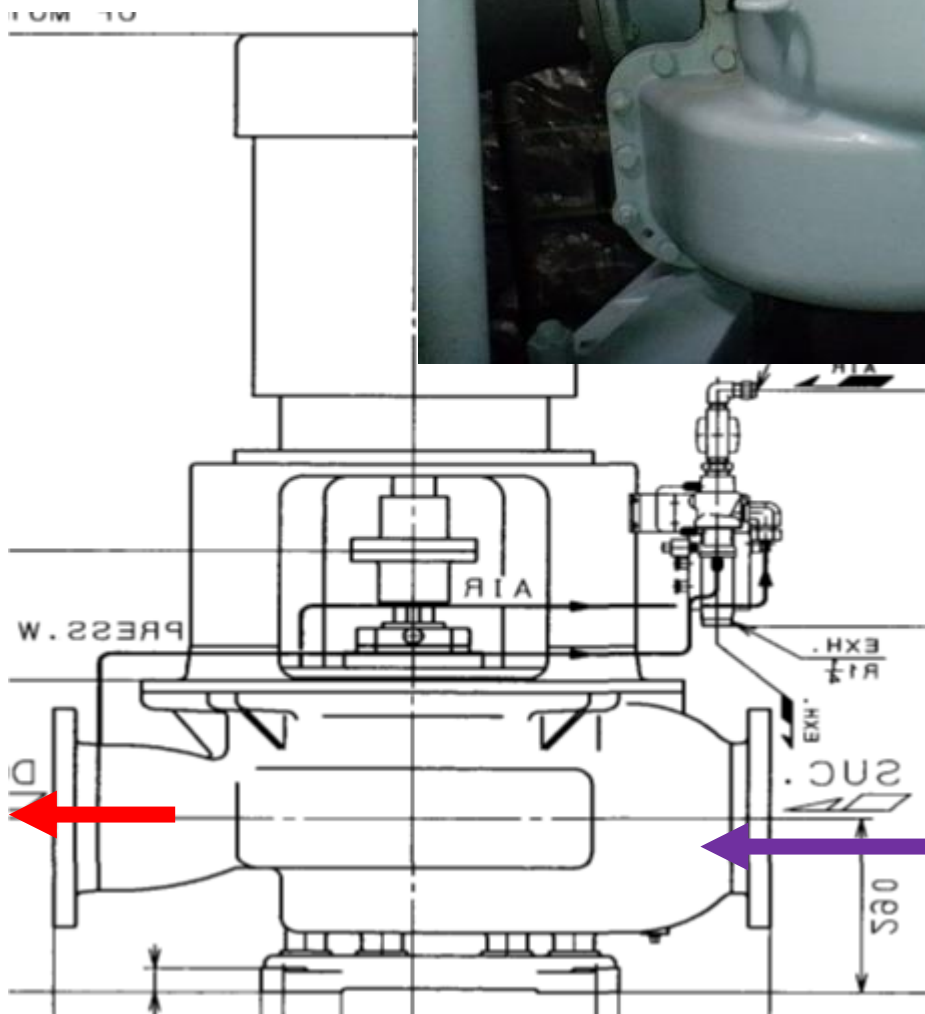
*Более детальный
вид конструкции -
смотрим
следующий
слайд...*



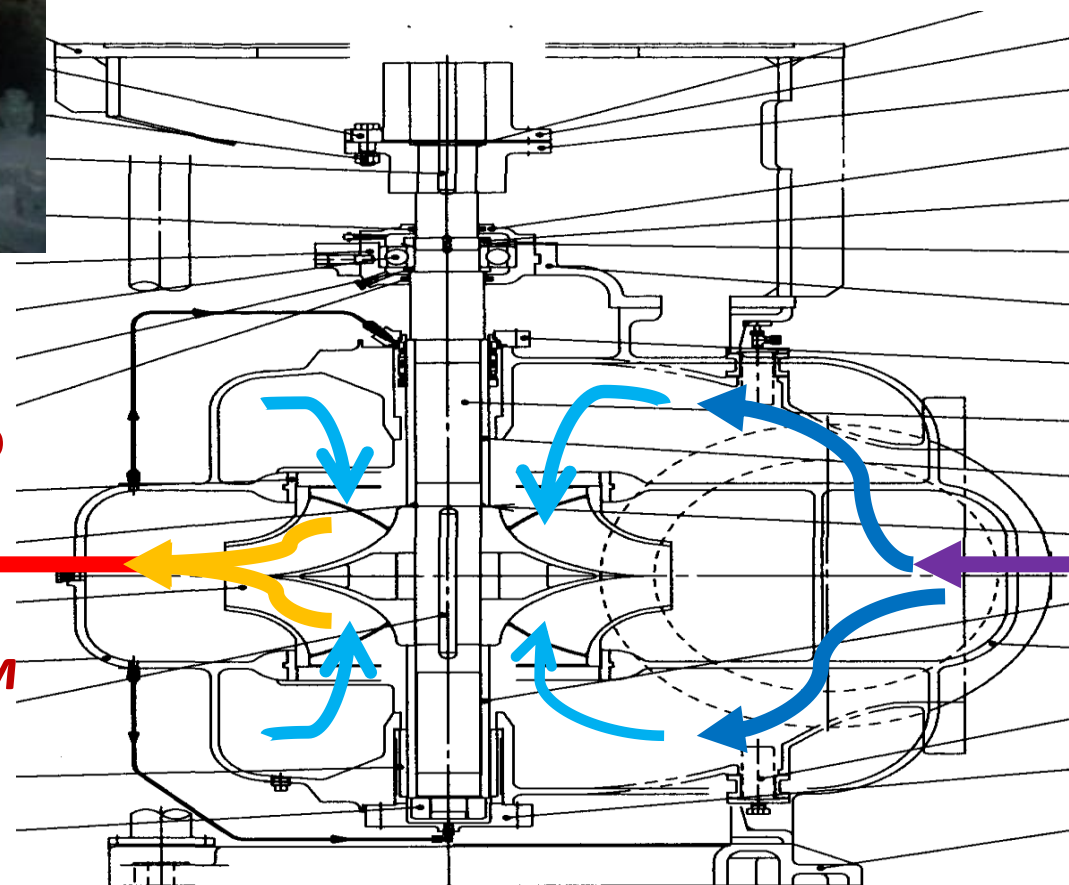
Балластные насосы левого МО «КдМ»



CAPACITY	3600 m ³ /h
TOTAL HEAD	35 m
SUCTION HEAD	0 m



Рабочее колесо
насоса
с
двухсторонним
всасыванием



MESSRS.	DAEWOO SHIPBUILDING & MARINE ENGINEERING CO., LTD.
HULL NO.	2418
SERVICE	NO.1 BALLAST PUMP
REQ.NO.PER SHIP	1 SET
CLASSIFICATION	BV

1. PARTICULARS OF PUMP	MODEL	GVD500-3LM
------------------------	-------	------------

CAPACITY	3600 m ³ /h	ROTATION	
TOTAL HEAD	35 m	COUNTER CLOCKWISE VIEW FROM COUPLING	
SUCTION HEAD	0 m	HYDRAULIC TEST	10 barG
PUMPING LIQUID	: SEA WATER	FLANGES(SUC. × DIS.)	JIS 5K × 10K
LIQUID TEMP.	32 °C		

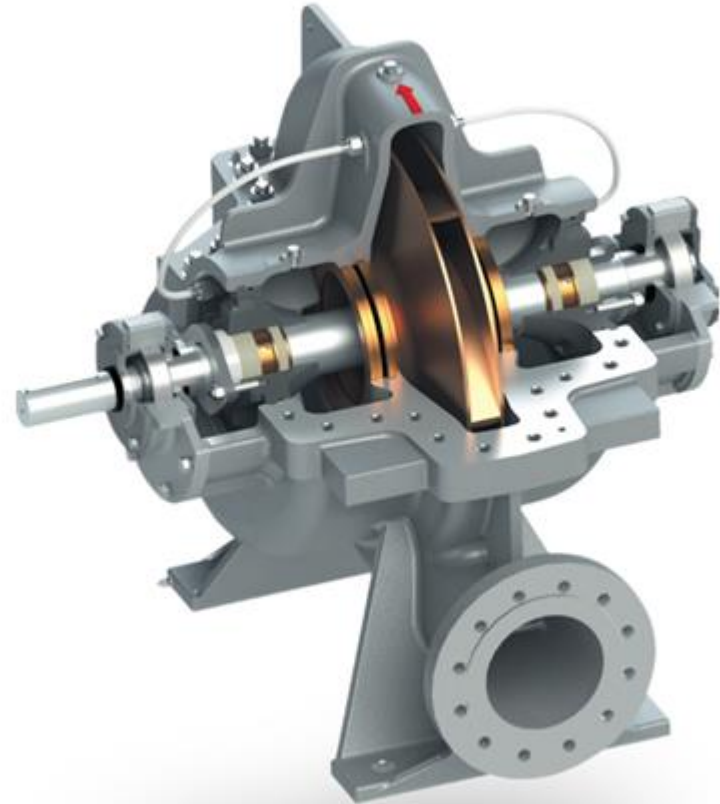
2. MOTOR

OUTPUT	500 kW	ELECTRIC SOURCE	AC6600V × 3 ϕ × 60Hz
SYN.SPEED	1200 min ⁻¹		

Всасывание происходит таким образом, что жидкость попадает в крыльчатку лопастного типа с двух сторон. **Это сделано для того, чтобы скомпенсировать осевую силу, которая в случае одностороннего подвода жидкости, воздействует на рабочее колесо.** Насосы предназначены для работы в режиме большой производительности.

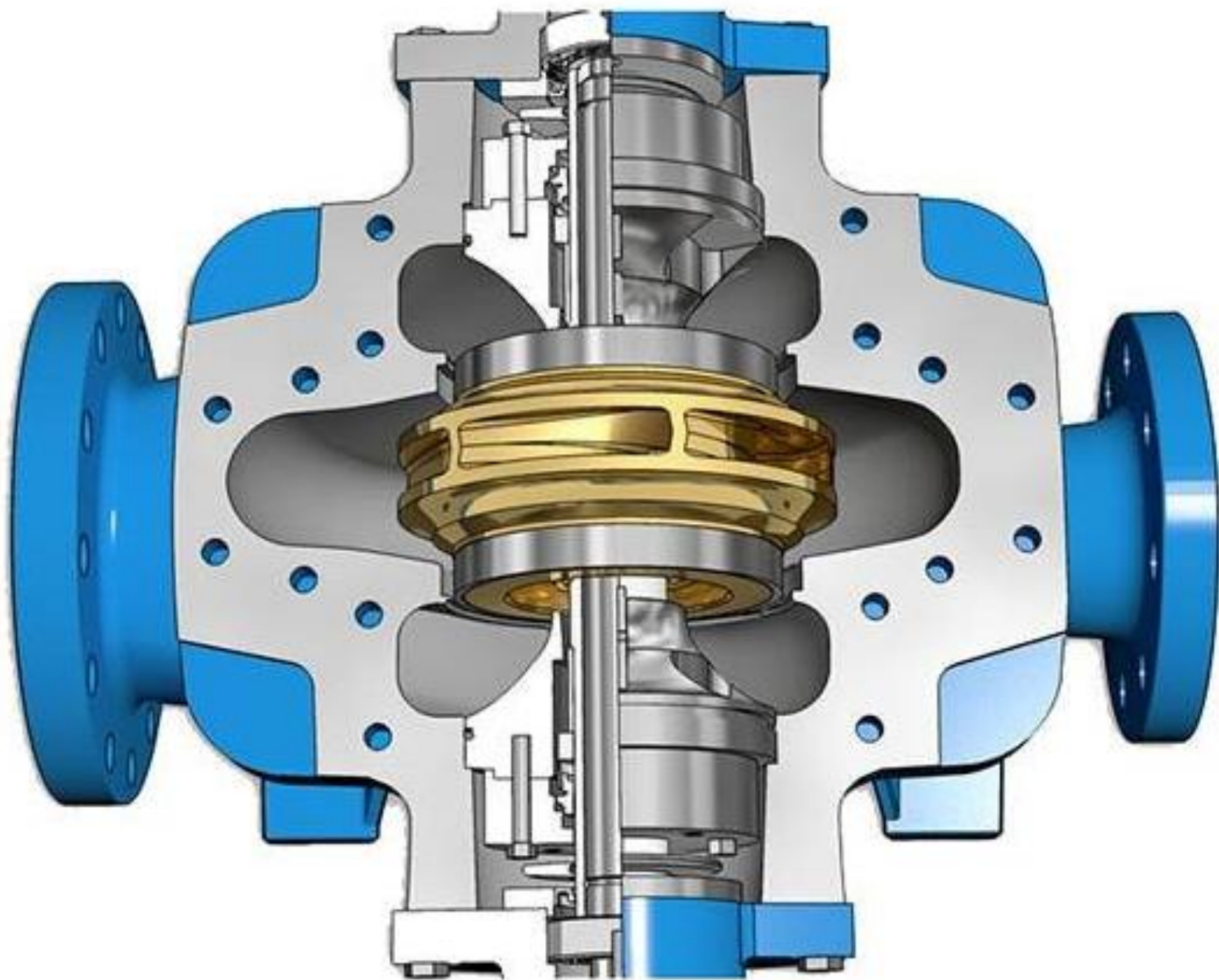


В отличие от традиционных насосов с одним всасывающим патрубком, насосы с двухсторонним входом могут одновременно забирать жидкость из двух всасывающих отверстий. Он создает центробежную силу за счет вращения ротора, втягивает жидкость в корпус насоса и выбрасывает ее через выходной патрубок. **Такая конструкция позволяет насосу с двухсторонним входом иметь высокую пропускную способность и может уменьшить влияние осевой силы.**

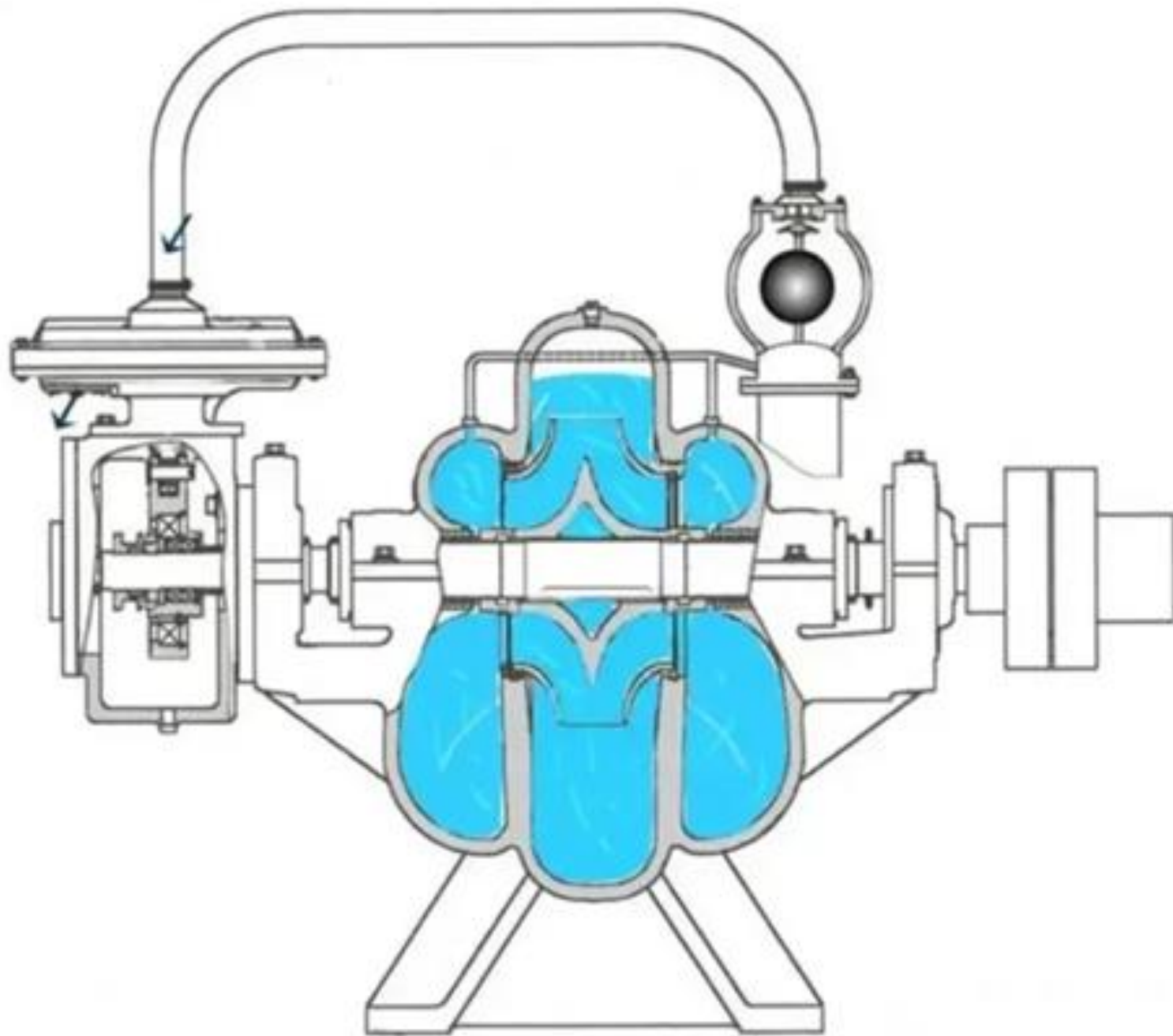


HAMWORTHY C22BA 12-16 H911 KAN FIRE
FIGHTING PUMP FIFI PUMP
CAPACITY: 1500 m³/h
HEAD: 140 m_{Lc}
SPEED: 1800 RPM
POWER: 600 kW
APPROX WEIGHT: 1000 KG





Основные компоненты насоса с двухсторонним входом включают в себя высокоскоростное вращающееся рабочее колесо, неподвижный улиткообразный корпус насоса. Рабочее колесо обычно состоит из 4-12 загнутых назад лопаток, которые закреплены на валу насоса и приводятся во вращение электродвигателем на высокой скорости. Рабочее колесо является компонентом, который непосредственно передает энергию жидкости в насосе и является устройством для преобразования энергии насоса.



Корпус насоса имеет всасывающий патрубок, который соединен со всасывающим трубопроводом, на дне которого установлен обратный клапан. На боковой стороне корпуса насоса расположен напорный патрубок, который подключен к напорному трубопроводу с регулирующим клапаном.

После запуска насоса с двухсторонним входом вал насоса приводит во вращение рабочее колесо на высокой скорости, так что жидкость, находящаяся между лопатками, начинает вращаться. Под действием центробежной силы инерции жидкость перемещается радиально от центра рабочего колеса к периферии. Жидкость приобретает энергию при прохождении через рабочее колесо, статическое давление увеличивается, а скорость потока возрастает. Когда жидкость выходит из рабочего колеса и попадает в корпус насоса, поток постепенно расширяется, жидкость замедляется, и часть кинетической энергии преобразуется в статическое давление, которое затем поступает в напорный трубопровод по касательному направлению. Таким образом, улиткообразный корпус насоса является не только частью, собирающей жидкость, вытекающую из рабочего колеса, но и устройством для преобразования энергии. Когда жидкость выбрасывается из рабочего колеса, внутри него образуется зона пониженного давления, и жидкость всасывается в рабочее колесо за счет разницы между уровнем жидкости в резервуаре и общей потенциальной энергией рабочего колеса. Рабочее колесо вращается непрерывно, поэтому жидкость постоянно всасывается и выбрасывается. Механическая энергия, полученная жидкостью в насосе, выражается в виде увеличения статического давления.

Характеристики и преимущества насосов с двухсторонним входом

Характеристики:

Высокая пропускная способность: Насос с двухсторонним входом имеет конструкцию с двумя всасывающими патрубками, что позволяет одновременно забирать жидкость из двух источников, обеспечивая большую производительность. По сравнению с одноствольными насосами, насосы с двухсторонним входом могут перекачивать больше жидкости при той же скорости вращения.

Снижение осевого усилия: Благодаря двухсторонней конструкции, жидкость поступает в корпус насоса с двух направлений, и возникающие осевые усилия взаимно компенсируются. Такая конструкция эффективно снижает нагрузку на подшипники и механические уплотнения, повышая надежность и срок службы насоса.

Сбалансированная работа: Рабочие колеса насосов с двухсторонним входом, как правило, имеют симметричную структуру, что позволяет насосу поддерживать сбалансированную работу. Такая сбалансированная конструкция помогает снизить вибрацию и шум, повышая эксплуатационную стабильность и безопасность.

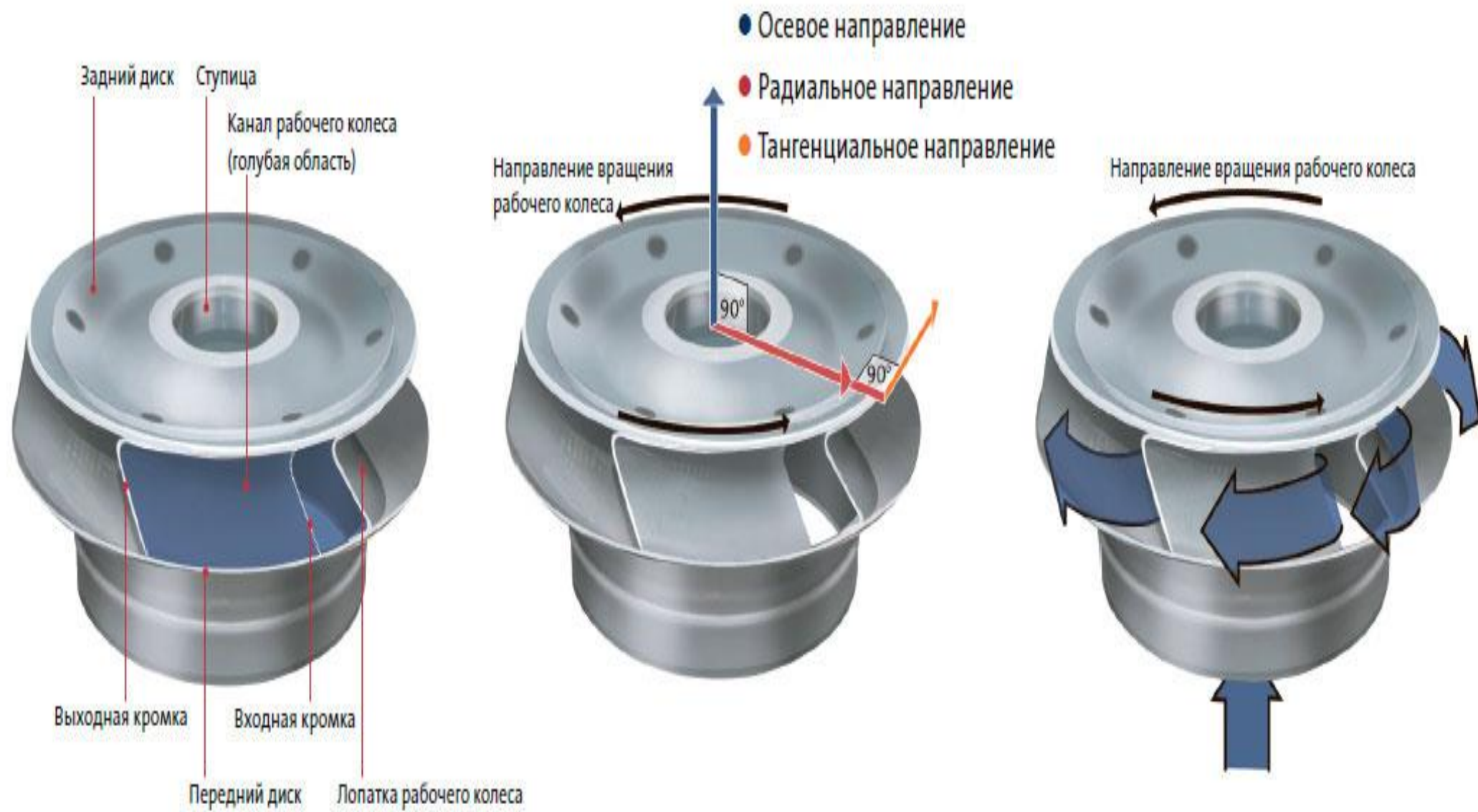


Рисунок 1.5: Элементы рабочего колеса, определение направлений и течения по отношению к рабочему колесу.

Способность рабочего колеса **повышать давление** и создавать **движение жидкости** в основном зависит от того, **в радиальном** или **осевом** направлении движется жидкость в рабочем колесе

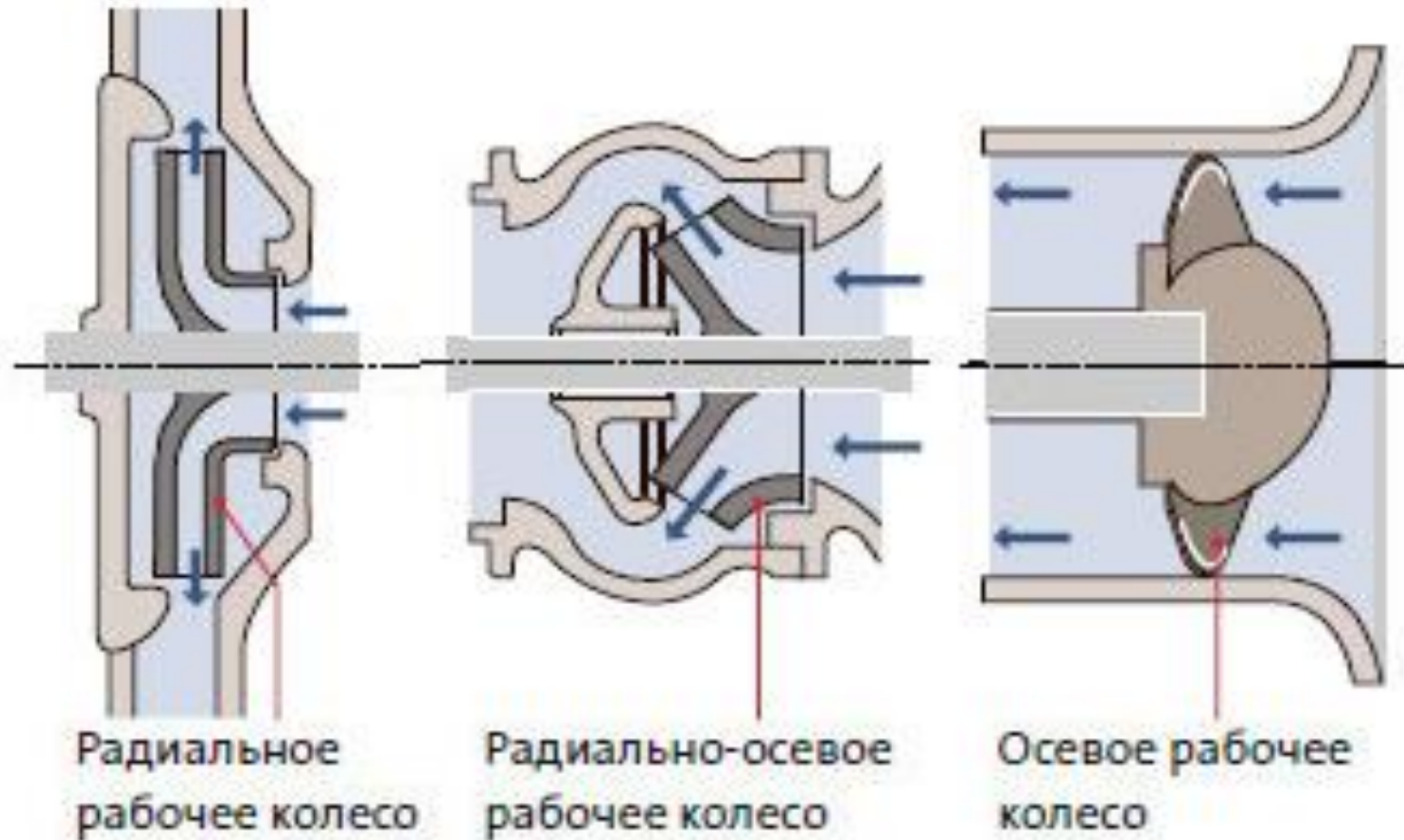


Рисунок 1.6: Радиальное, радиально-осевое и осевое рабочие колеса.

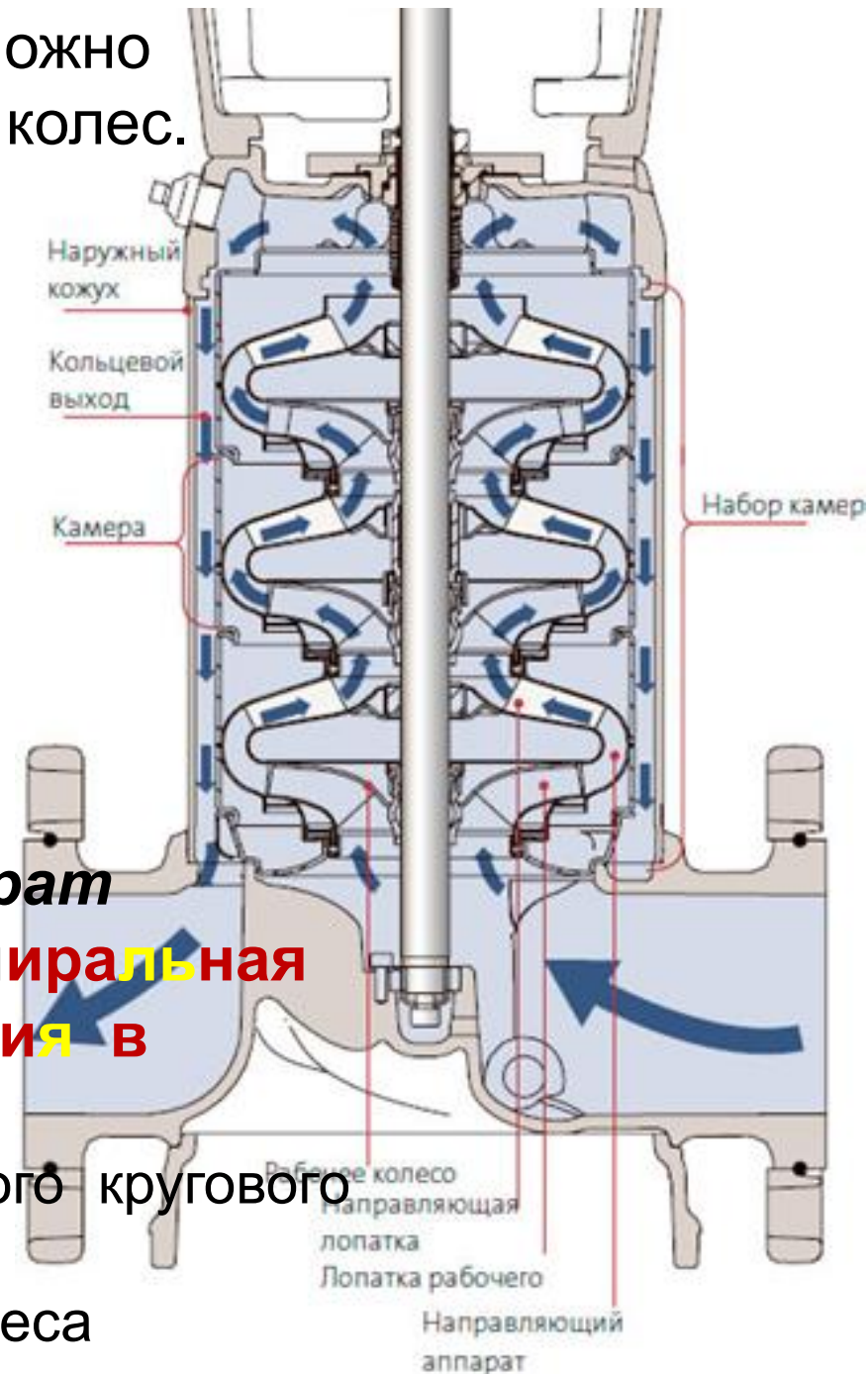
Для увеличения давления на выходе насоса возможно последовательное соединение нескольких рабочих колес. Для подачи жидкости от одного колеса на следующее применяется направляющий аппарат, см. рисунок.

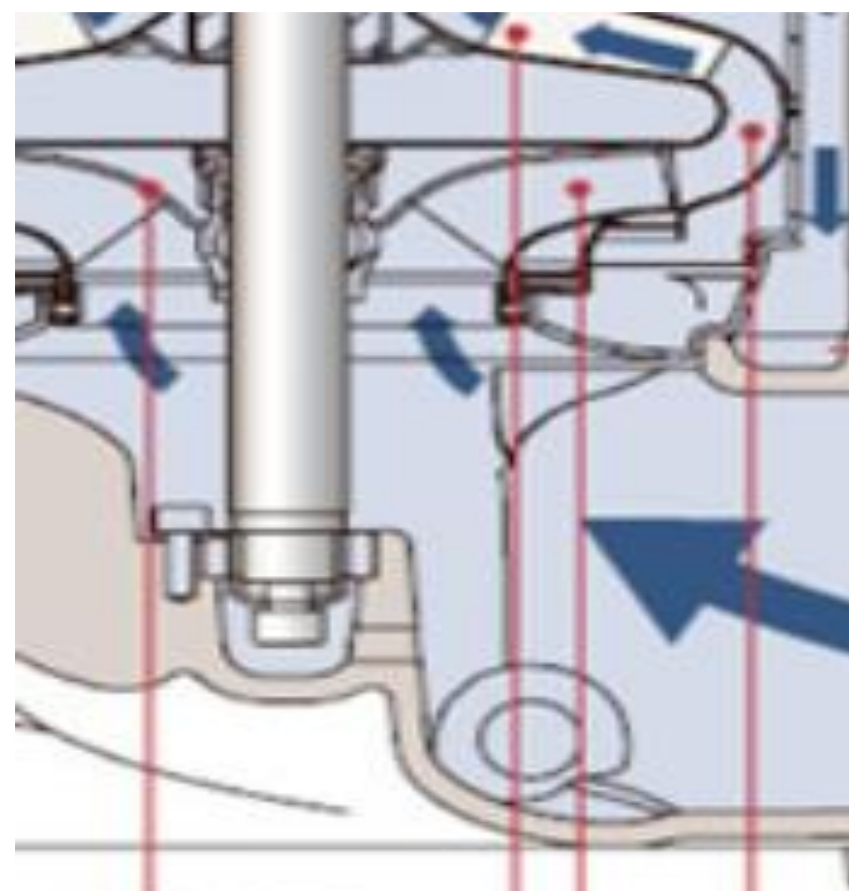
Рабочее колесо и направляющий аппарат вместе называются ступенью или камерой.

Несколько соединенных камер многоступенчатого насоса называются набором камер.

Помимо подачи потока жидкости с одного рабочего колеса на другое, **направляющий аппарат** выполняет такую же основную функцию, как **спиральная камера**: **преобразование динамического давления в статическое давление.**

Направляющий аппарат снижает скорость нежелательного кругового движения жидкости, так как такое движение отрицательно влияет на КПД следующего рабочего колеса





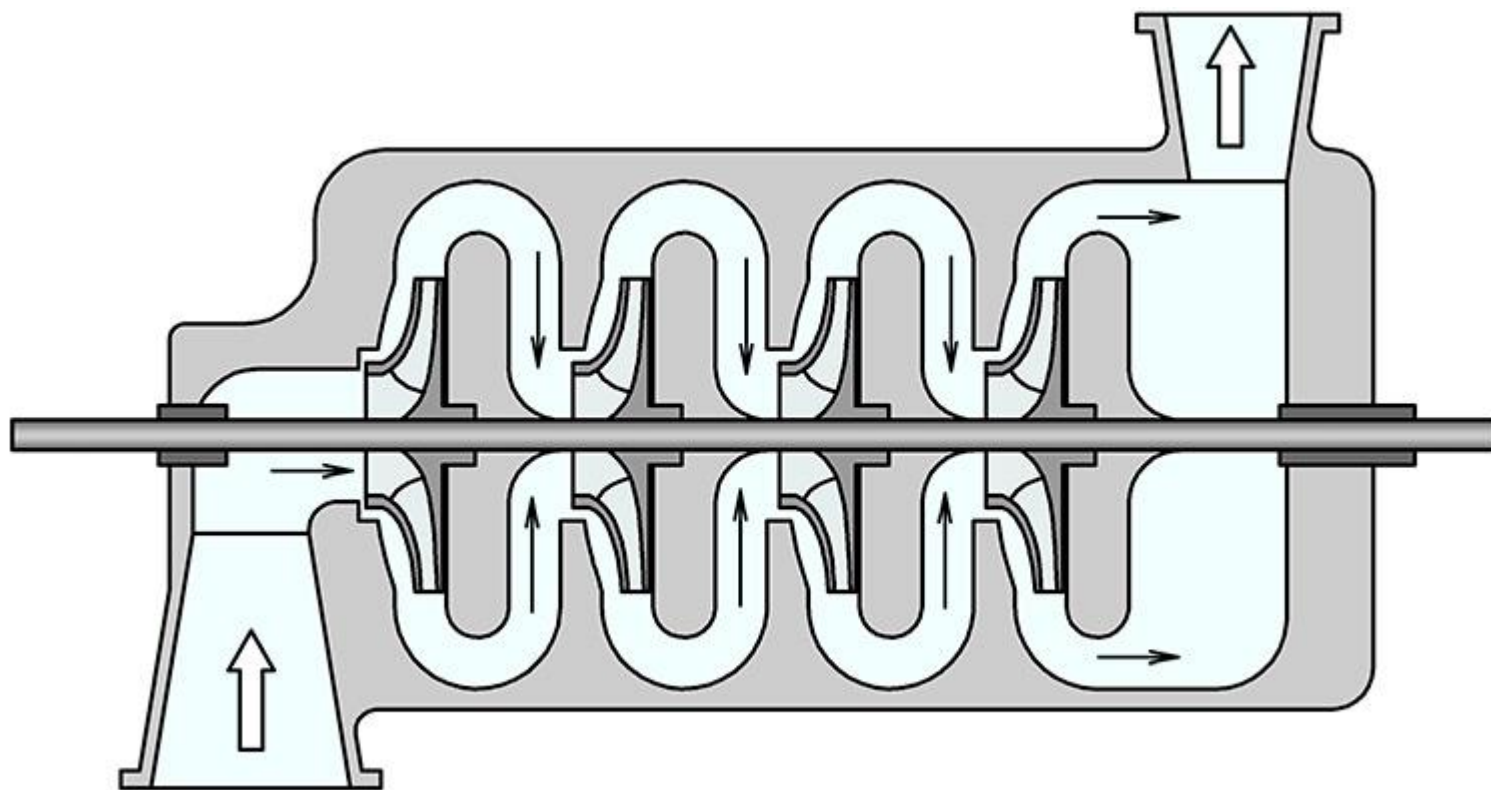
очее колесо

Направляющая
лопатка

Лопатка рабочего

Направляющий
аппарат

Принципиальная схема центробежного многоступенчатого насоса показана на рисунке.

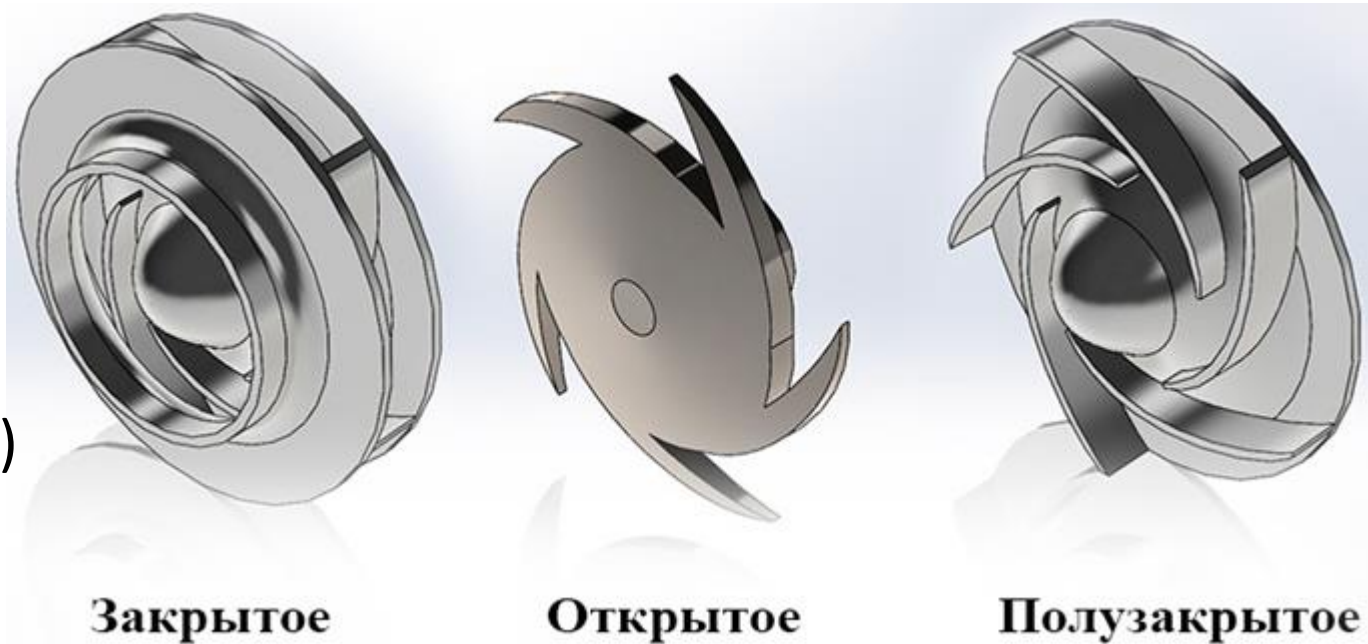


Типы рабочих колес центробежных насосов

Самым распространенными являются колеса **закрытого типа**. Колеса этого типа состоят из ведущего диска, обода, лопаток и обладают **самым высоким КПД**.

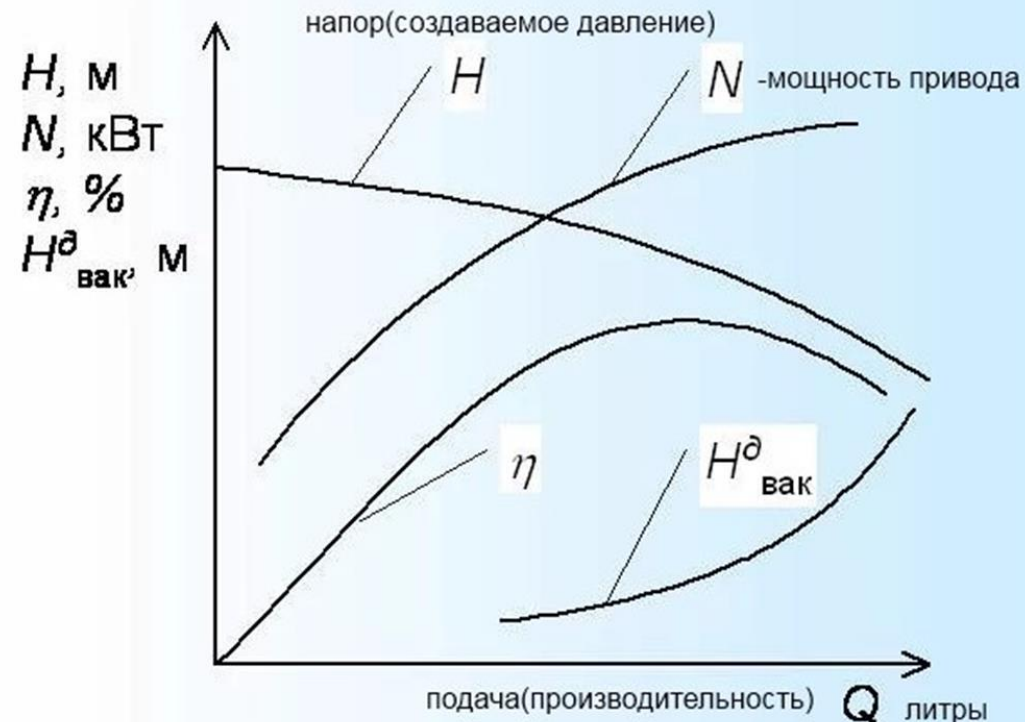
В колесах **полузакрытого** (полуоткрытого) типа обод отсутствует. Это позволяет избежать засорения колеса, повышает надежность насоса. **Однако отсутствие обода отрицательно сказывается на КПД насоса, и снижает прочность колеса.**

В колесах **открытого типа** диск и обод отсутствуют, а ведущий вал соединяется непосредственно с лопастями. Большие зазоры между лопастями позволяют перекачивать жидкости с крупными включениями. КПД насосов с открытым рабочим колесом не превышает 40%, по этой причине такие колеса **практически не встречаются** в составе современных насосов.

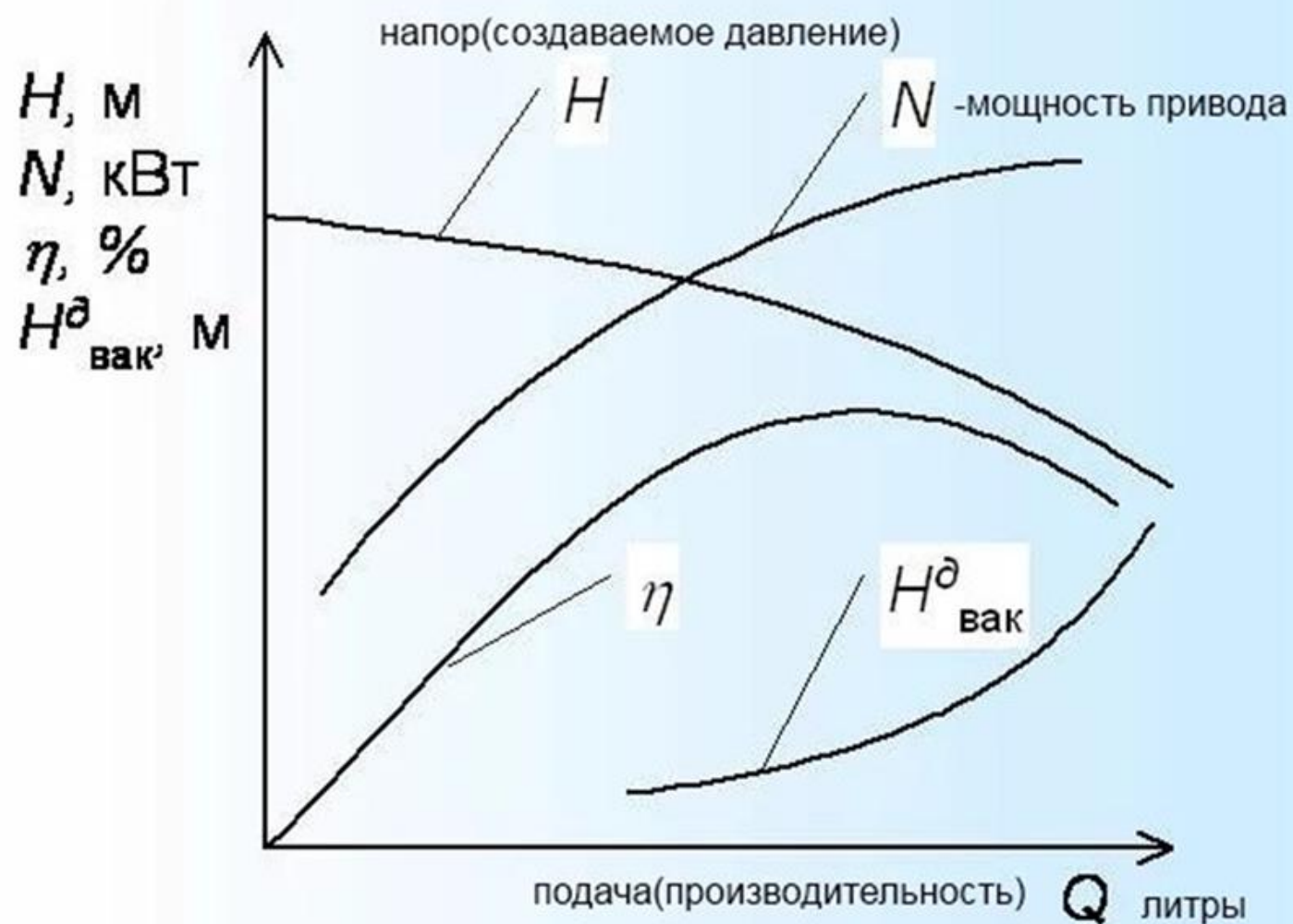


Характеристики центробежных насосов представляют собой графические зависимости, изображающие напор, мощность и КПД в функции подачи при постоянной частоте вращения вала насоса.

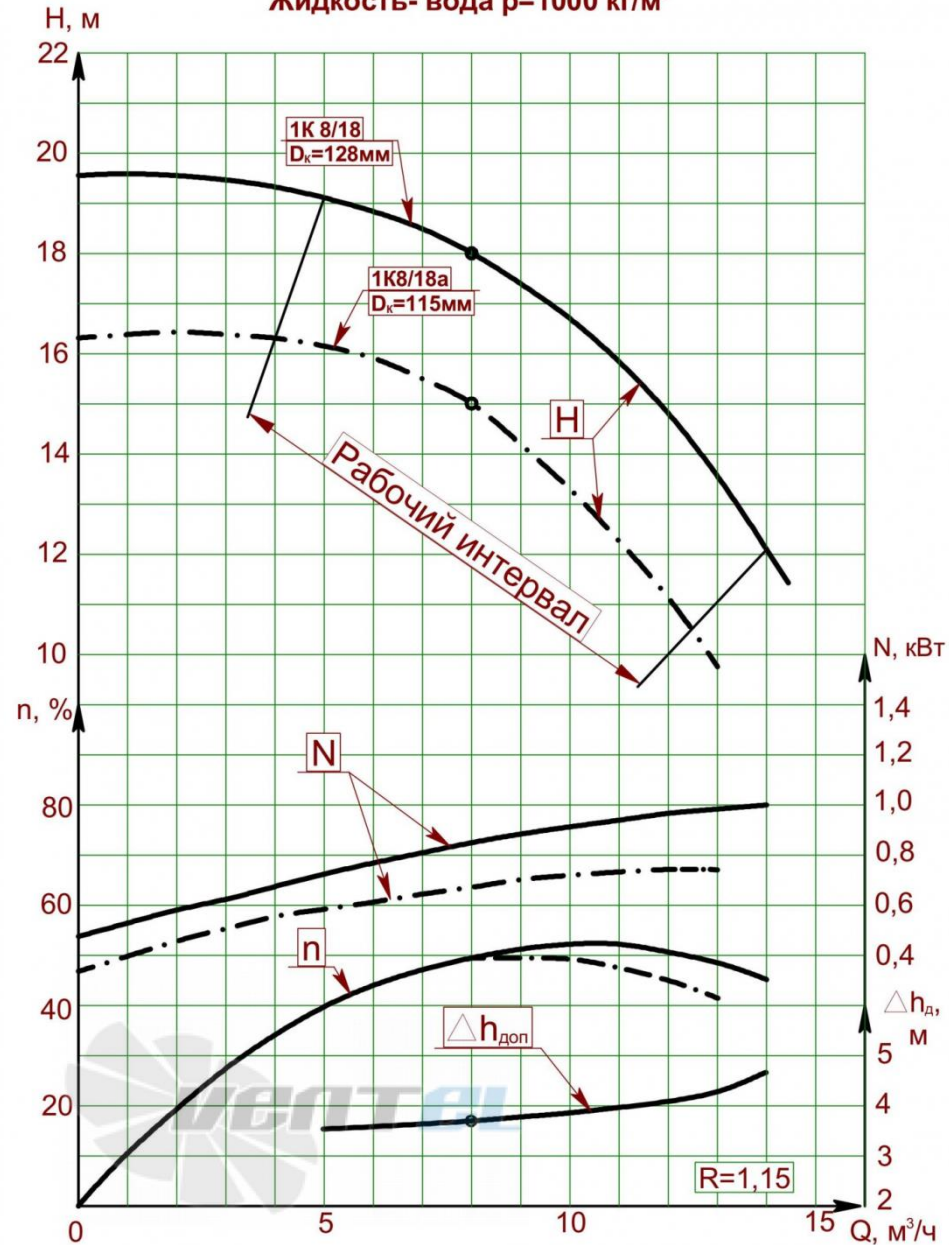
Общий вид характеристик центробежного насоса



Общий вид характеристик центробежного насоса

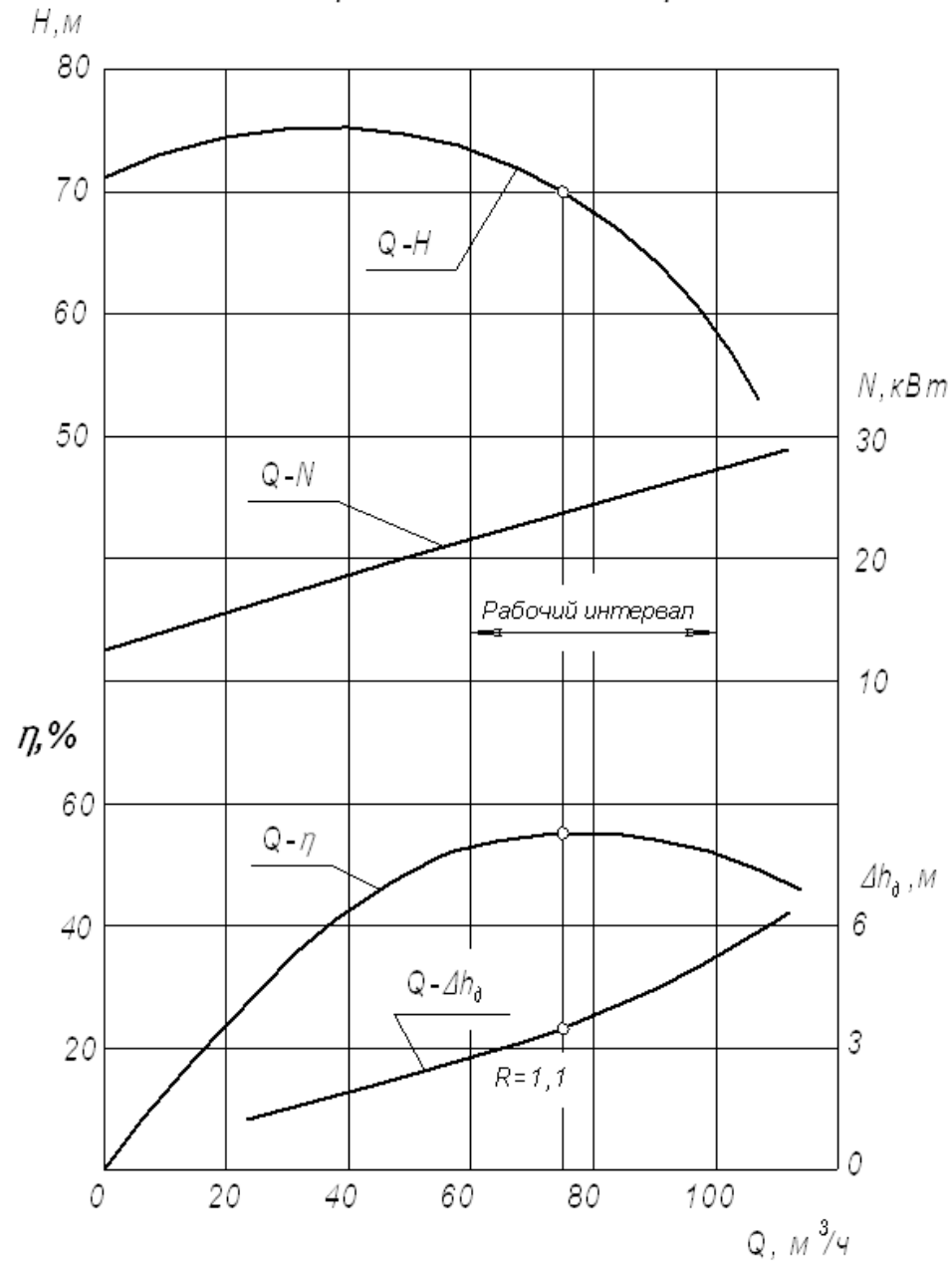


Характеристика насоса 1К 8/18
при частоте вращения 48с^{-1} (2900 об/мин)
Жидкость- вода $\rho=1000\text{ кг/м}^3$

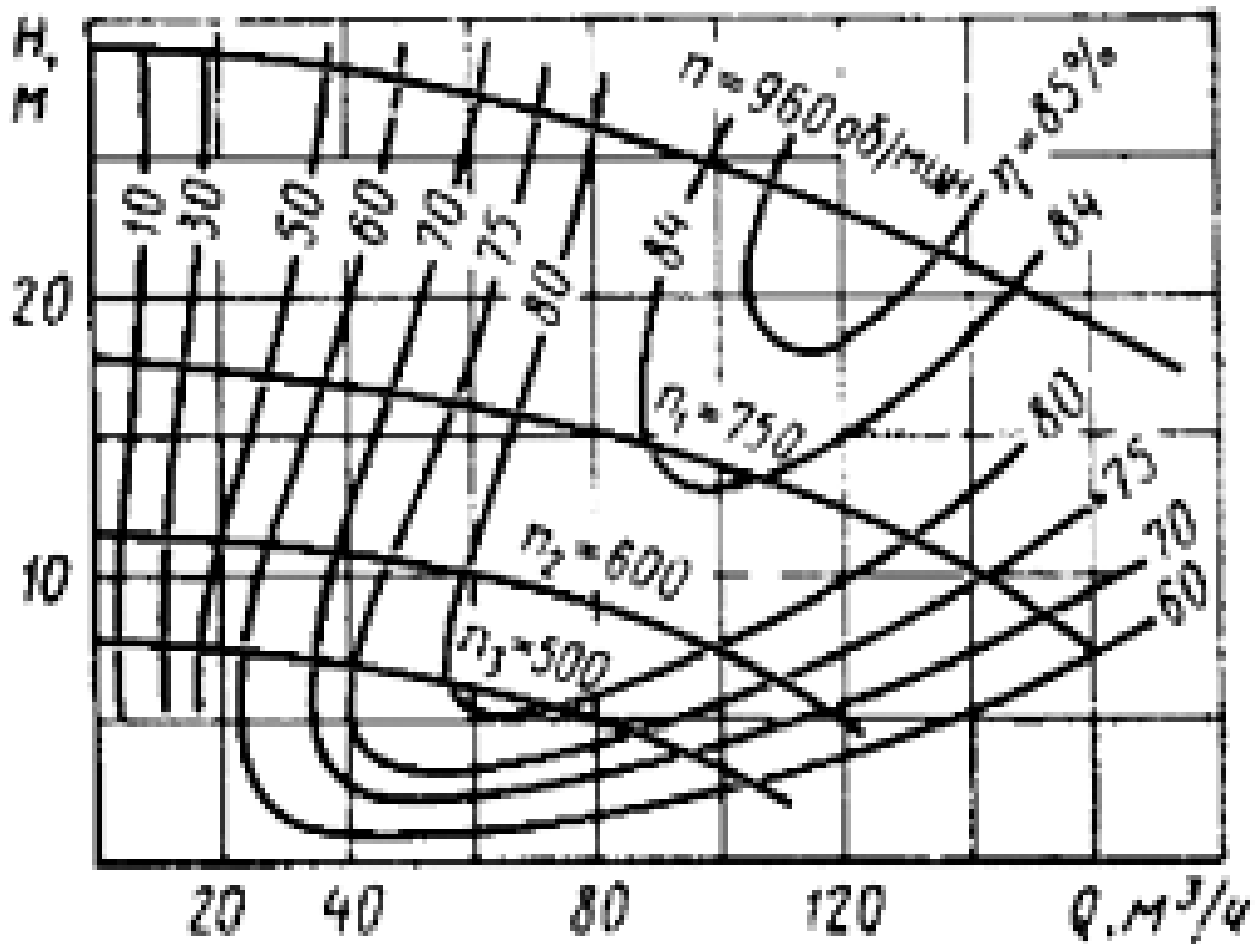


Напорной характеристикой насоса называется графическое изображение зависимости напора H от объемной подачи Q насоса. Напорную характеристику насоса получают по результатам его стендового испытания при постоянной частоте вращения. Характеристика $H = f(Q)$ зависит от типа насоса.

Характеристика насоса 1СЦН 75/70, испытанного на воде
 плотностью $\rho=1000\text{кг/м}^3$ при частоте вращения $n=48,3\text{с}^{-1}$ (2900 об/мин),
 при частоте тока 50Гц.



Широкое применение имеют также **универсальные характеристики насоса**, которые получают следующим образом:



На общий график в прямоугольной системе координат наносят характеристики ($H-Q$), снятые для нескольких значений частоты вращения $n = \text{const}$.

Отмечая на этих кривых точки с одинаковыми значениями КПД и соединяя их кривыми, получают универсальные характеристики насоса, которые **позволяют легко определить частоту вращения, КПД и мощность для любого сочетания напора и подачи**.

Универсальные характеристики дают возможность полностью оценить эксплуатационные свойства насоса и определить область рационального его применения в зависимости от уменьшения КПД.

К техническому паспорту завода-изготовителя кроме зависимостей H и $NPSH$ от Q прилагаются часто универсальные характеристики (UX) насоса. Эта характеристика является основой для построения регулировочных кривых системы "насос – сеть".

Пример характеристик насоса Grundfos CR 15

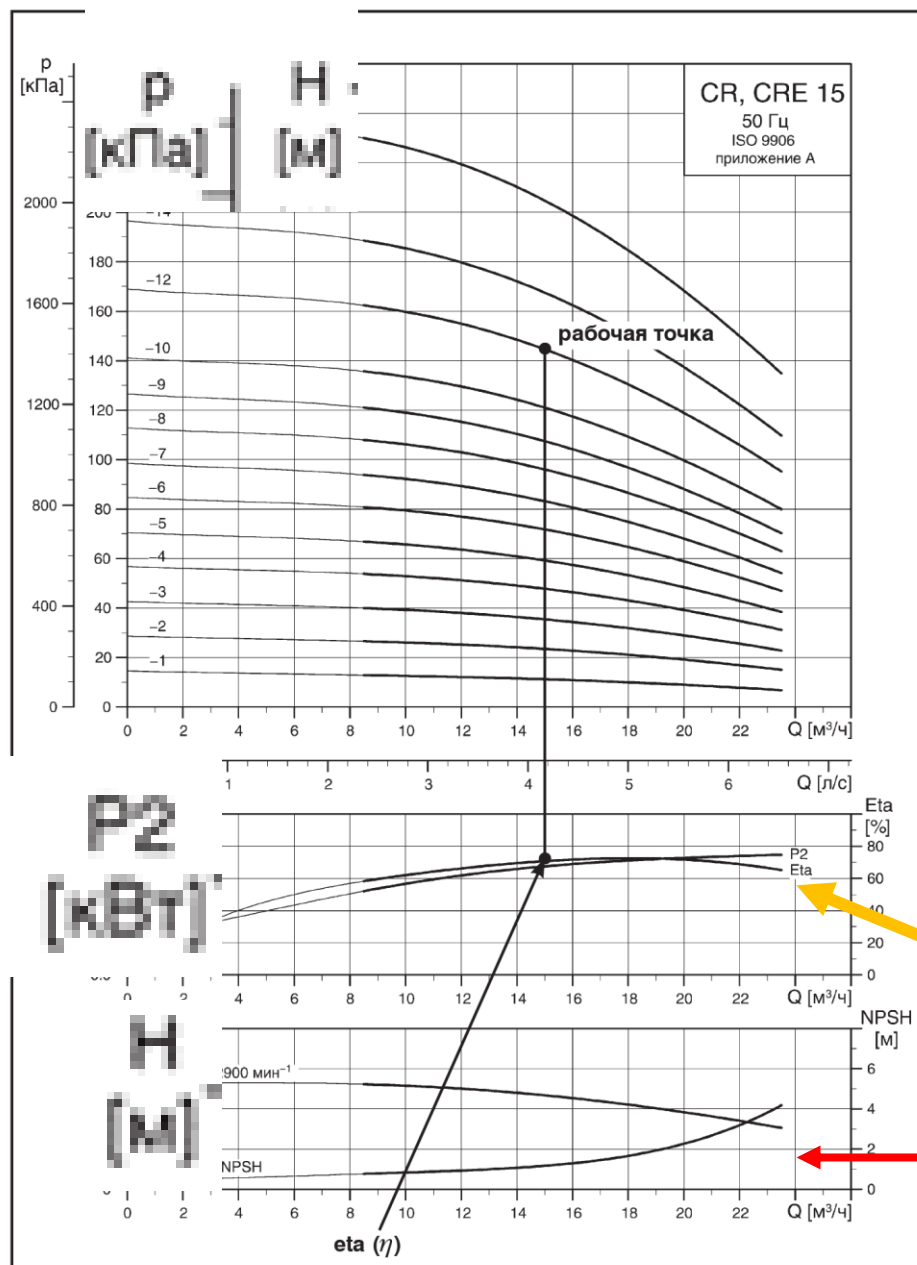


Рис. 18 Пример графика характеристики КПД насоса

Вертикальные
многоступенчатые
центробежные насосы
Макс. рабочее давление 16, бар
Материалы детализовки:
Основание, головная часть- чугун
Камеры, рабочие колеса-
хромоникелевая сталь AISI 304
Торцевое уплотнение HQQV
Родина бренда- Дания
Производитель- Grundfos Россия

Обратить внимание:
Значение NPSH
растёт с ростом
подачи (!), что можно
видеть из графика

На основании уравнения Бернулли, выражающего закон сохранения энергии применительно к потоку жидкости, **напор потребляемый гидравлической сетью** (системой) в общем виде определяется выражением

$$H_c = \frac{P_k - P_a}{\rho} + g(Z_k - Z_a) + \frac{V_k^2 - V_a^2}{2} + \frac{(h_{пт} + h_{нт})}{\rho},$$

где $\frac{(P_k - P_a)}{\rho}$ – пьезометрический напор, определяемый разностью статических давлений в напорной и приемной емкостях, Дж/кг;

P_k – давление над уровнем жидкости в напорной емкости, Па;

P_a – давление над уровнем жидкости в приемной емкости, Па;

$H_g = g \cdot (Z_k - Z_a)$ – геометрическая высота подъема жидкости, определяемая высотой подъема жидкости, т. е. разностью уровней жидкости в напорном и приемном резервуарах, Дж/кг;

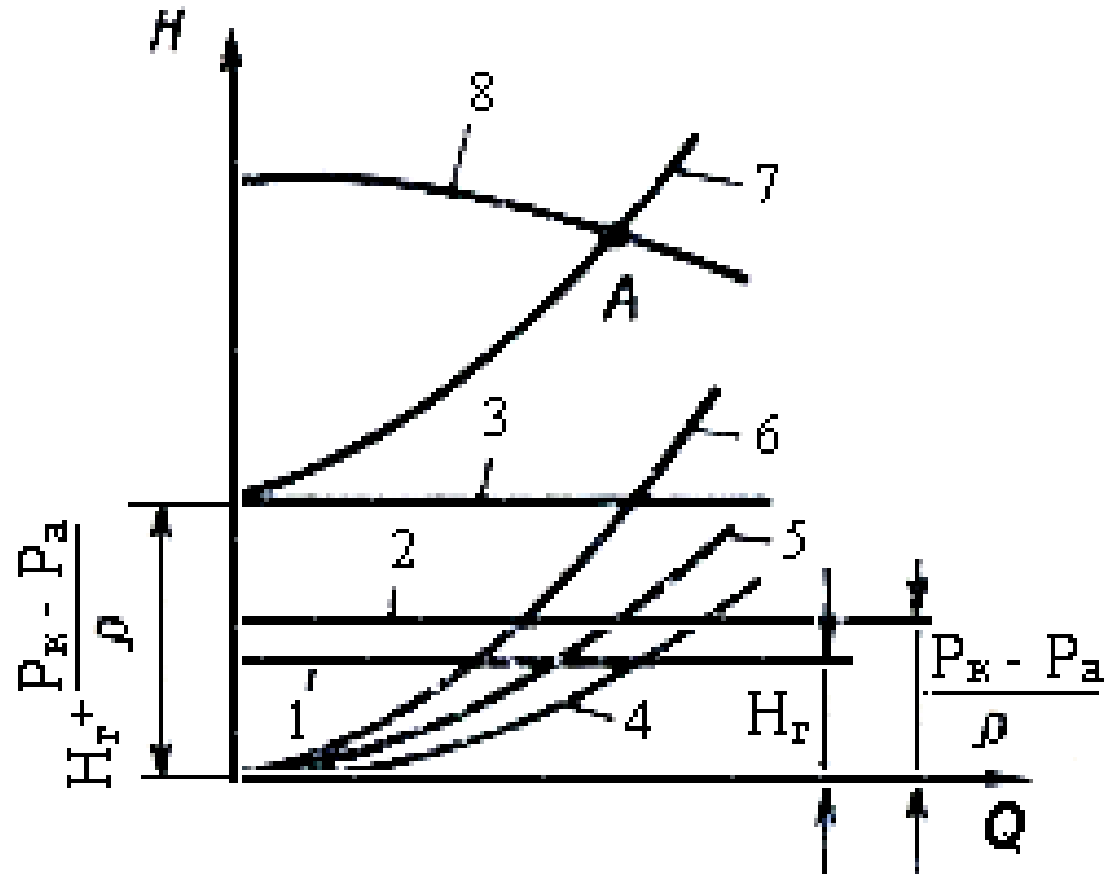
$\frac{(V_k^2 - V_a^2)}{2}$ – скоростной (динамический) напор, Дж/кг;

V_k и V_a – скорости в напорном и приемном резервуаре, м/с;

$(h_{пт} + h_{нт}) = \sum h_{п}$ – сумма гидравлических потерь на всех участках приемного и напорного трубопроводов, Па. Эти потери зависят от квадрата скорости движения жидкости, конфигурации гидравлической сети (наличие переходов, изгибов, количества и типов запорно-регулирующей арматуры и пр.), т. е. представляют собой потерю динамического напора:

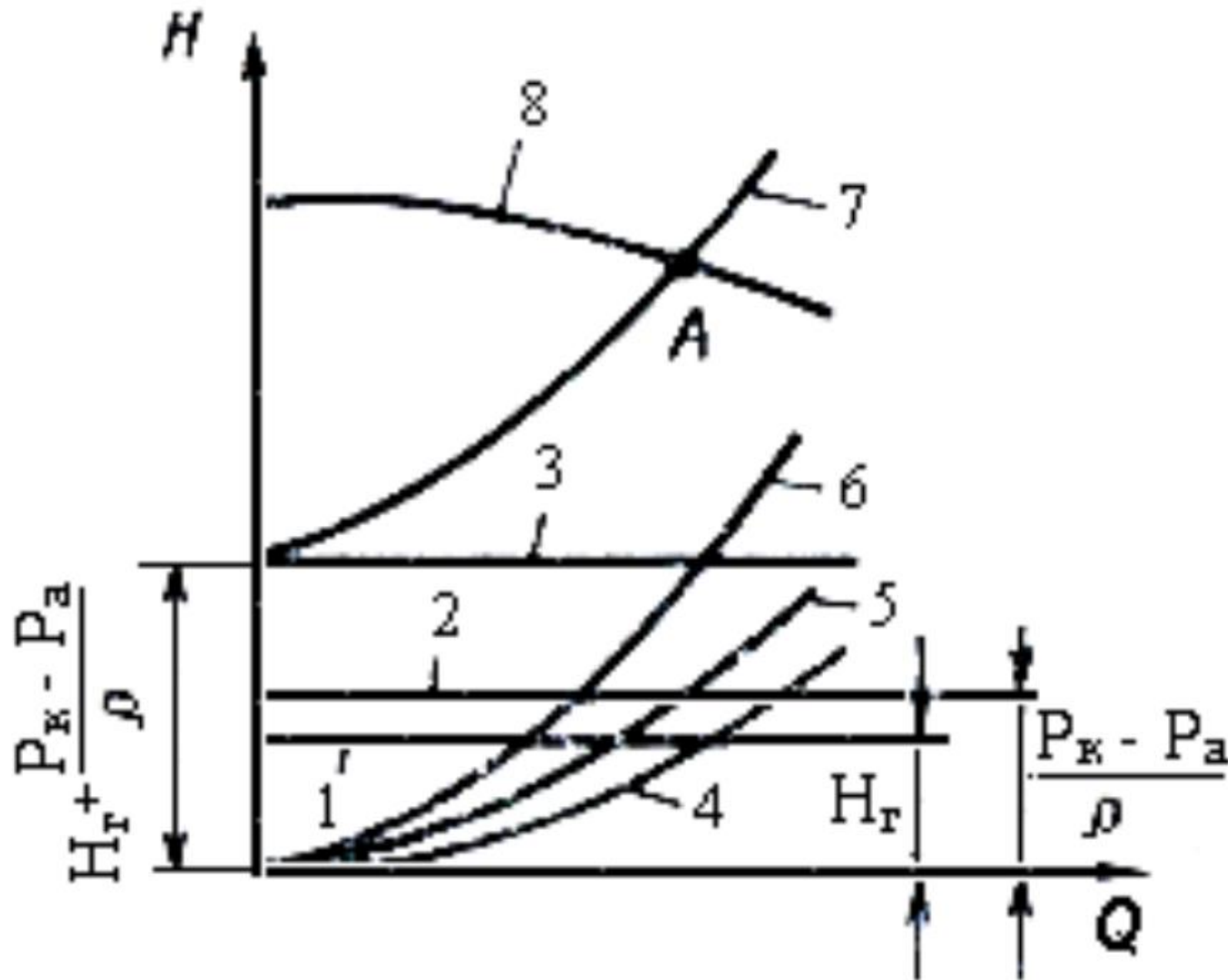
В выражении первые два слагаемых характеризуют статическую составляющую напора в сети $H_{c,ст}$, а два последних – определяют динамическую составляющую напора в сети $H_{c,дин}$

Характеристикой сети (ХС) называется графическое изображение зависимости напора H_c , потребляемого сетью от объемного расхода в сети Q_c , т. е. является графическим отображением функции $H_c = f(Q_c)$.



Не зависящими от расхода потери в трубопроводе выражаются прямыми 1 и 2. Общая статическая составляющая характеристики сети (ХС) будет равна сумме их ординат (прямая 3).

Потери зависящие от расхода представляются параболами второй степени (кривые 4, 5). Результат их суммирование отображается кривой 6. Полная ХС получается путем суммирования ординат линий 3 и 6 (кривая 7).



Характеристикой сети (ХС) называется графическое изображение зависимости напора H_c , потребляемого сетью от объемного расхода в сети Q_c , т. е. является графическим отображением функции $H_c = f(Q_c)$.

Рабочая точка

Рабочая точка – это точка пересечения графика характеристики насоса с графиком характеристики гидросистемы.

Понятно, что любые **изменения в гидросистеме**, например изменение проходного сечения клапана при его открытии или образование отложений в трубопроводе, сказываются на характеристики гидросистемы, в результате чего положение рабочей точки изменяется. Аналогичным образом **изменения в насосе**, например износ рабочего колеса или изменении частоты вращения, вызовут возникновение новой рабочей точки.

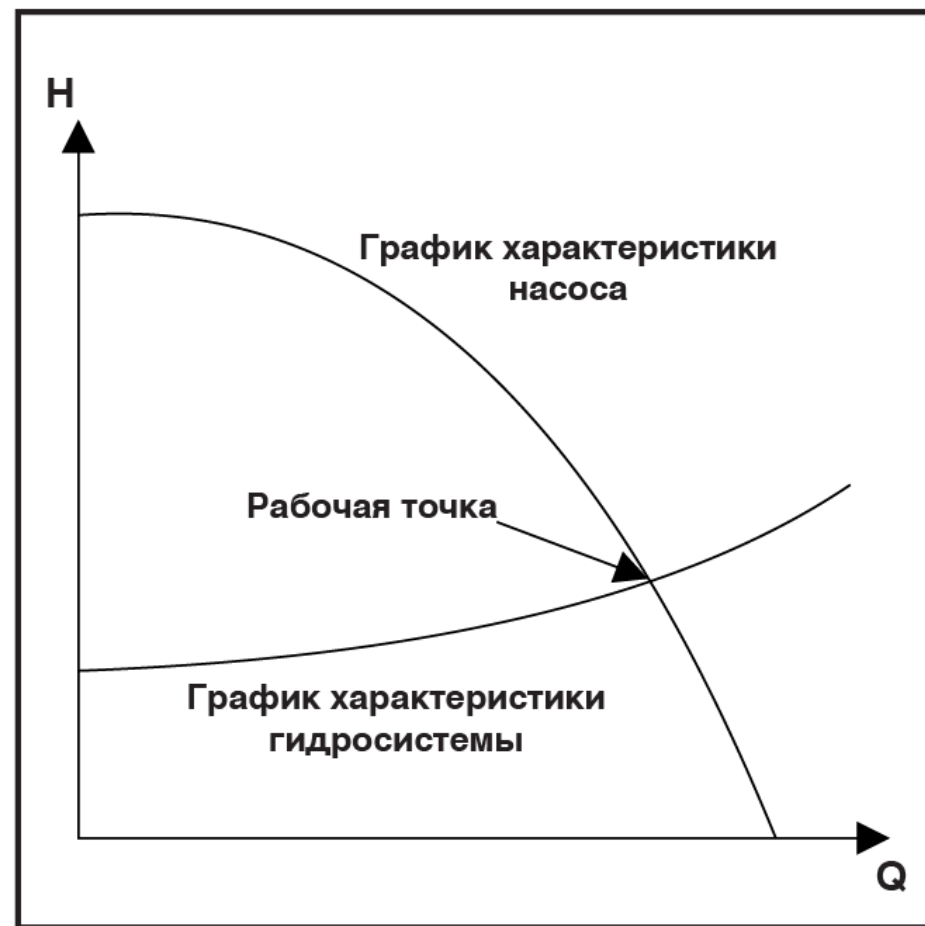
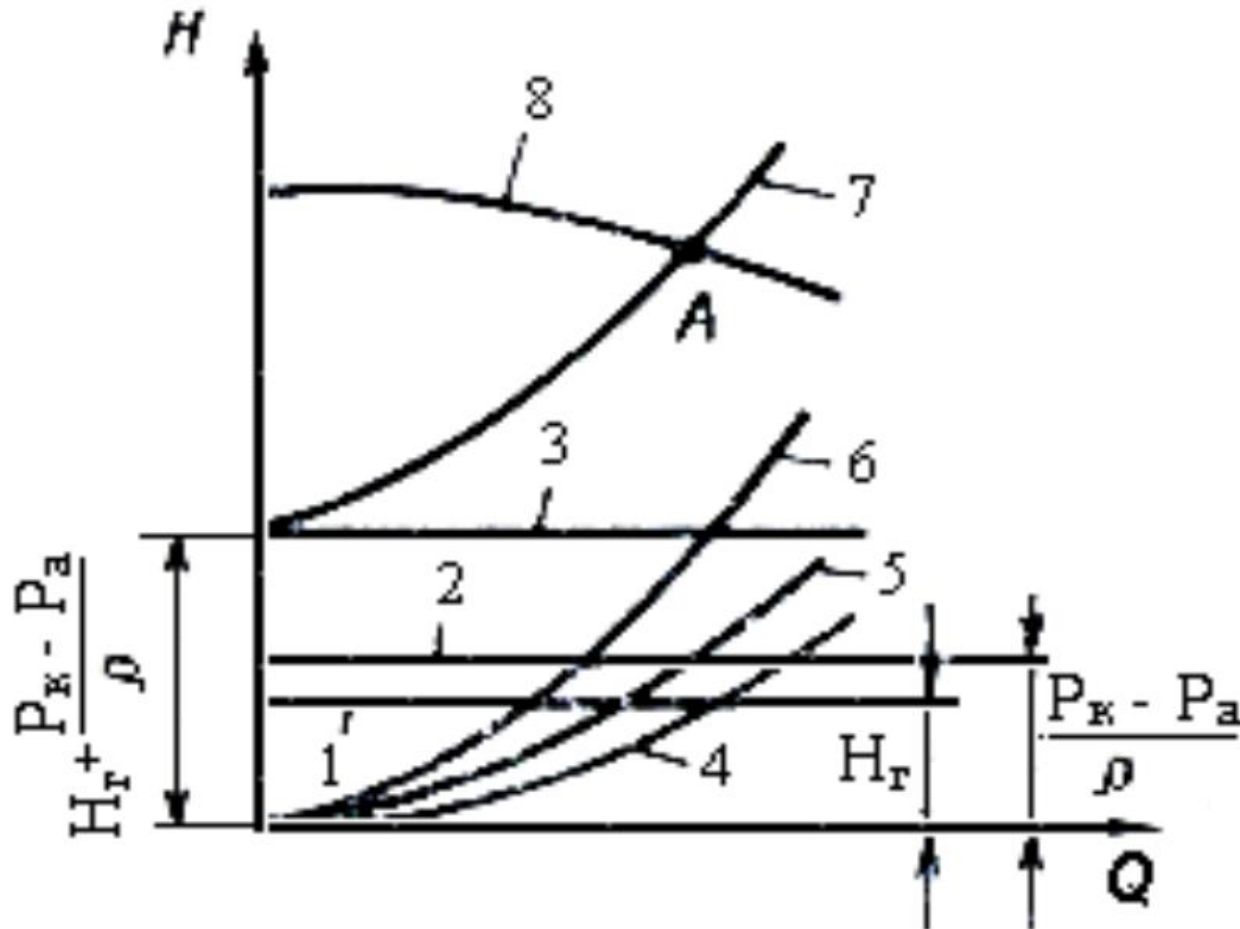


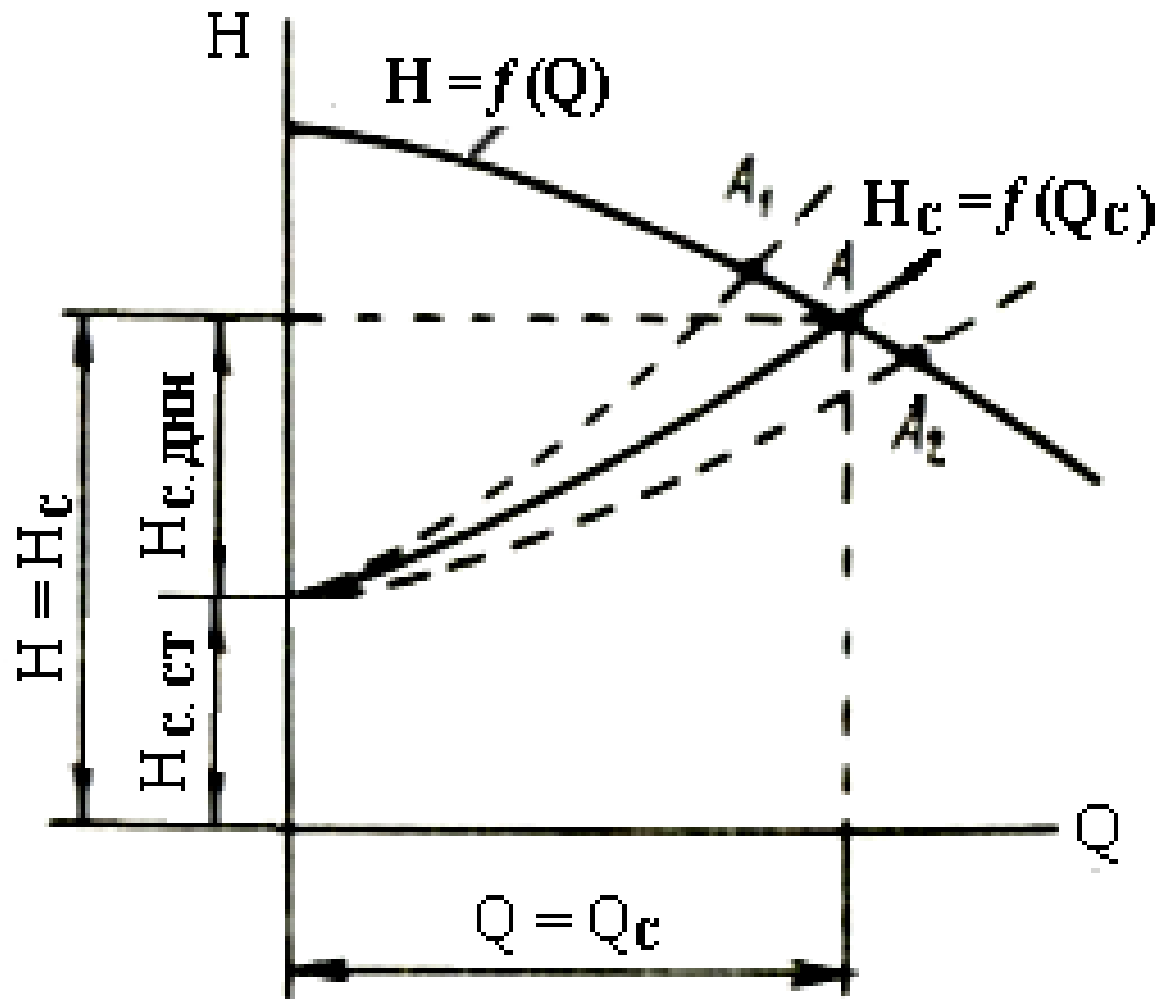
Рис. 13 Рабочая точка

Под рабочим режимом насоса понимается установившийся режим его работы в данной системе. При установившемся режиме $Q = Q_c$ и $H = H_c$, т. е. устойчивая работа системы возможна при равенстве объемной подачи насоса Q объемному расходу жидкости в сети Q_c и равенстве напора H насоса, напору H_c , потребляемому сетью.

Это является необходимым условием устойчивой работы системы "насос – сеть".



Для определения рабочего режима насоса необходимо совместить характеристику гидравлической сети $H_c = f(Q_c)$ и напорную характеристику принятого к установке насоса $H = f(Q)$. Точка пересечения характеристики сети (линия 7) и характеристики насоса (линия 8) определяет рабочий режим гидравлической системы (точка A). Если характеристика сети $H_c = f(Q_c)$ изменится то изменится режим работы насоса.



При эксплуатации насоса необходимо стремиться к тому, чтобы он возможно больше времени работал в номинальном режиме, т. е. обеспечивал номинальные подачу и напор. Всякие отклонения от номинального режима при неизменной частоте вращения вызывают снижение экономичности работы насоса.

При подборе насоса необходимо всегда стремиться к наиболее близкому совпадению расчетных характеристик насоса и сети, так как расчетному режиму насоса всегда соответствует наибольшее значение КПД.

Регулирование работы насоса

Регулирование может быть осуществлено **дросселированием** *потока жидкости регулирующим клапаном (задвижкой)* , установленным на нагнетательном трубопроводе (наиболее распространенный способ), или дросселированием клапаном (задвижкой), установленным на всасывающем трубопроводе, а также *частичным перепуском жидкости* из нагнетательного трубопровода во всасывающий

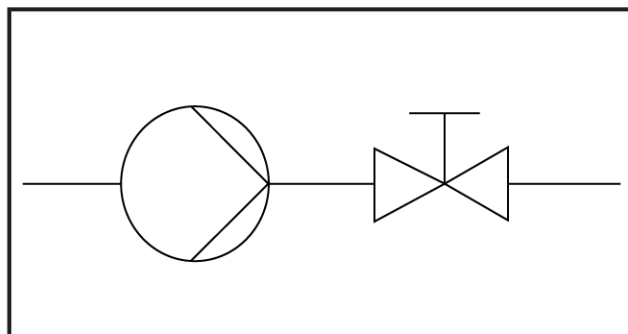


Рис. 22 Изменение характеристики гидросистемы путем дросселирования

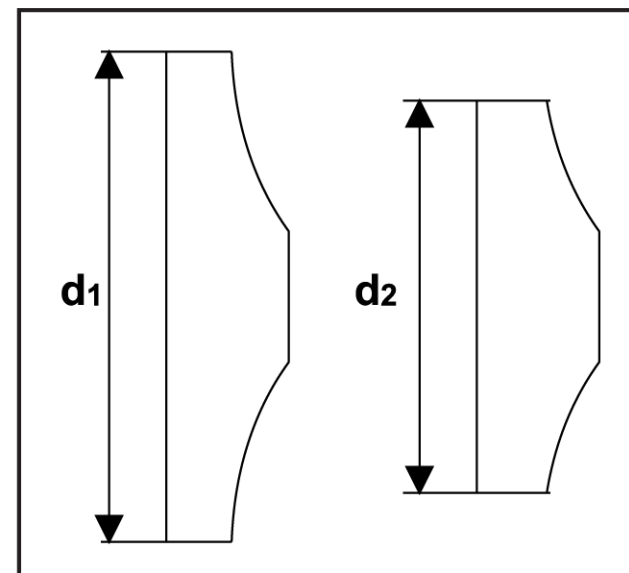


Рис. 23 Обтачивание рабочего колеса по наружному диаметру

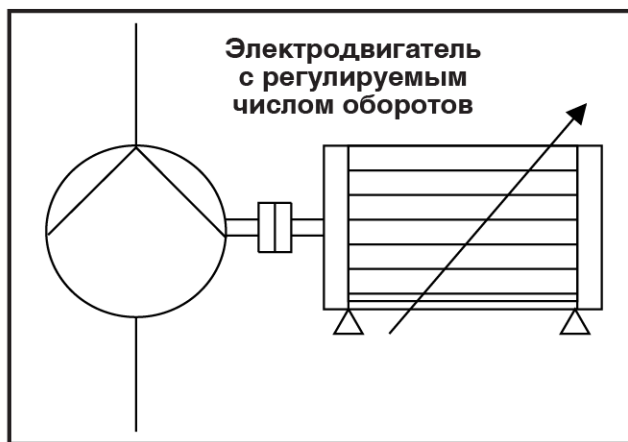
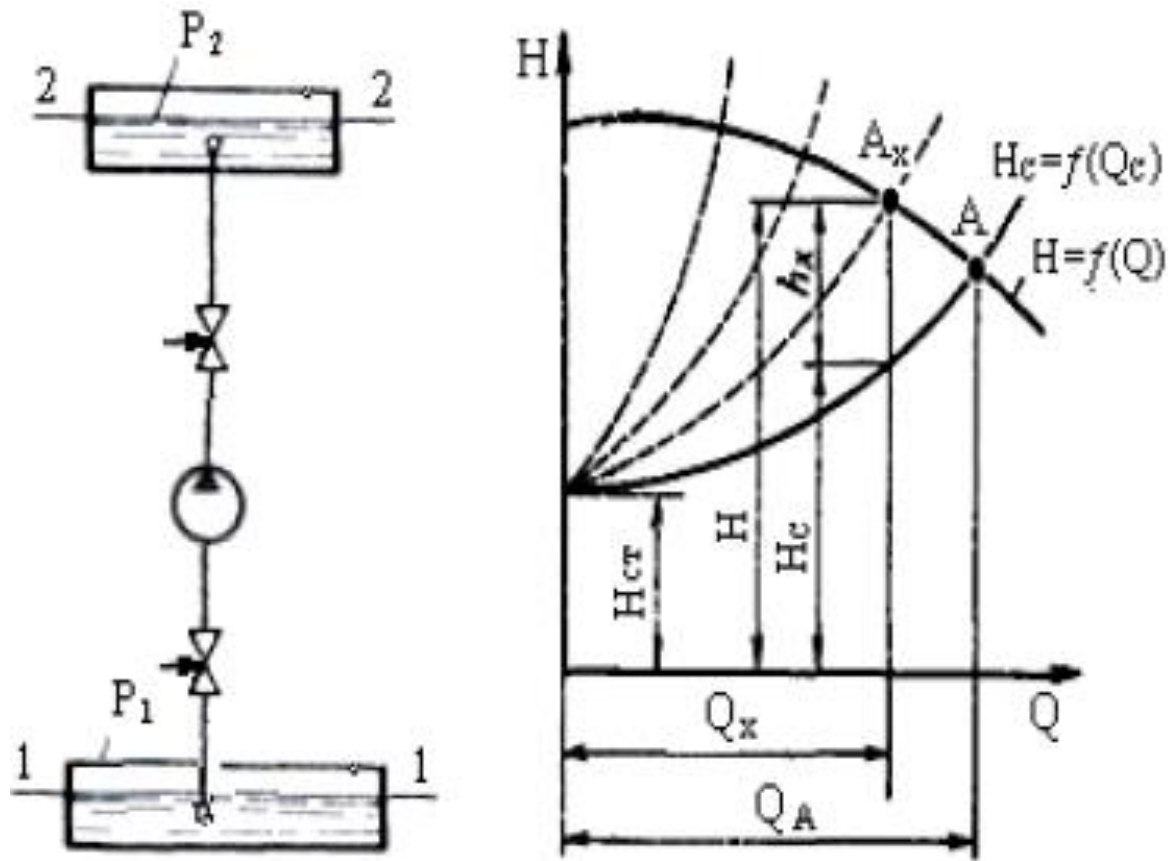


Рис. 24 Регулировка частоты вращения



Регулирование подачи путем изменения характеристики сети дроссельным клапаном
Дросселированием на нагнетательном трубопроводе осуществляется наиболее просто и позволяет применять двигатели с нерегулируемым числом оборотов.

а) Регулирование подачи с помощью дроссельного клапана

Уменьшение проходного сечения дроссельного клапана в гидросистеме вызывает повышение потерь давления (гидродинамического напора H_{dyn}), делая кривую характеристики гидросистемы более крутой, в результате чего рабочая точка смещается в направлении более низкой подачи (смотрите рис. 25).

В результате снижается потребляемая мощность, поскольку центробежные насосы имеют характеристику мощности, которая уменьшается при уменьшении подачи. Однако потери мощности при дроссельном регулировании в гидросистеме с высоким значением потребляемой мощности будут значительны, поэтому в таких случаях необходимо проводить специальные расчеты для оценки рентабельности метода регулирования подачи с помощью дроссельного клапана.

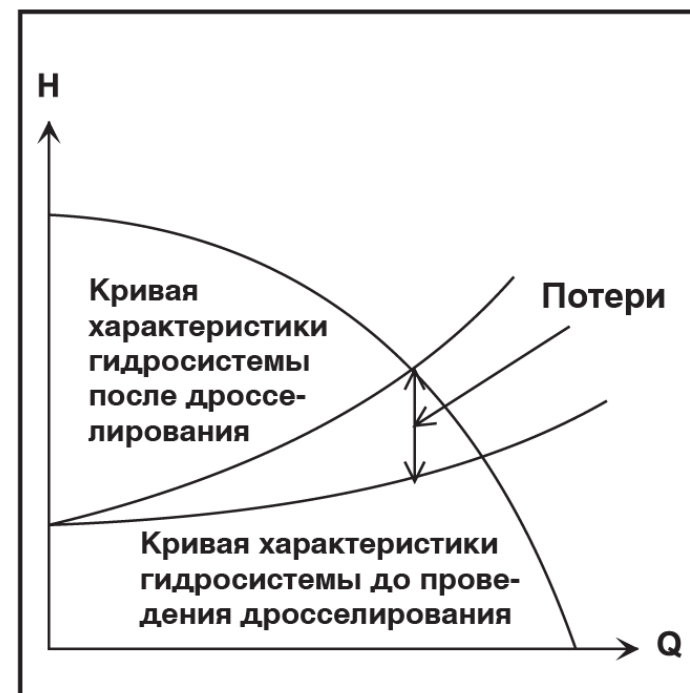
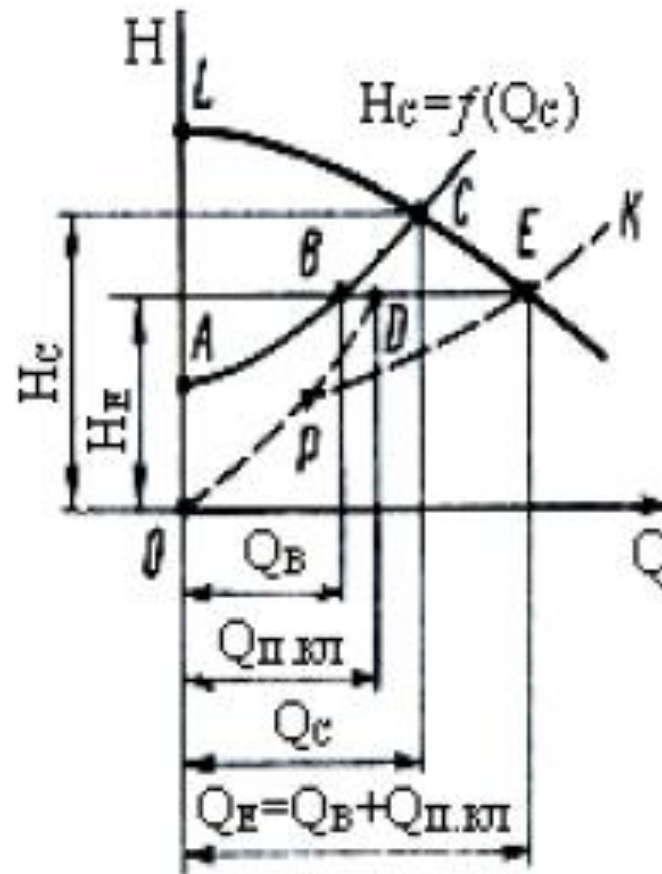
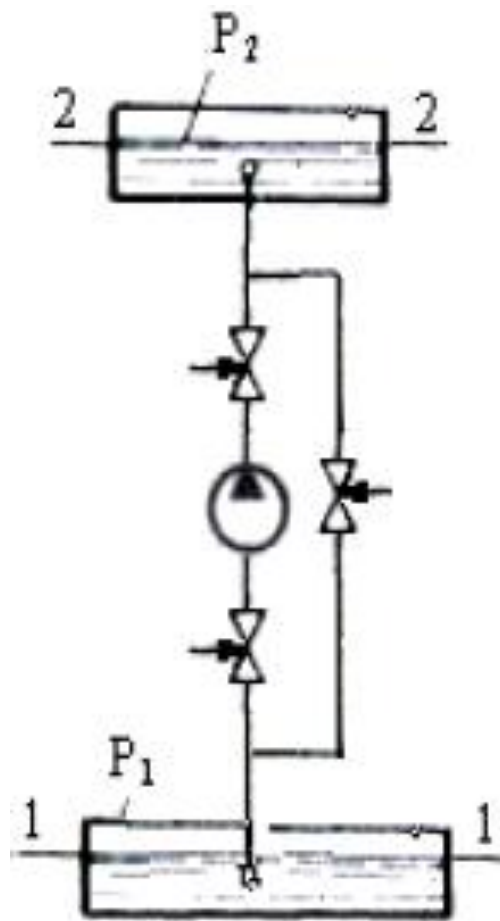
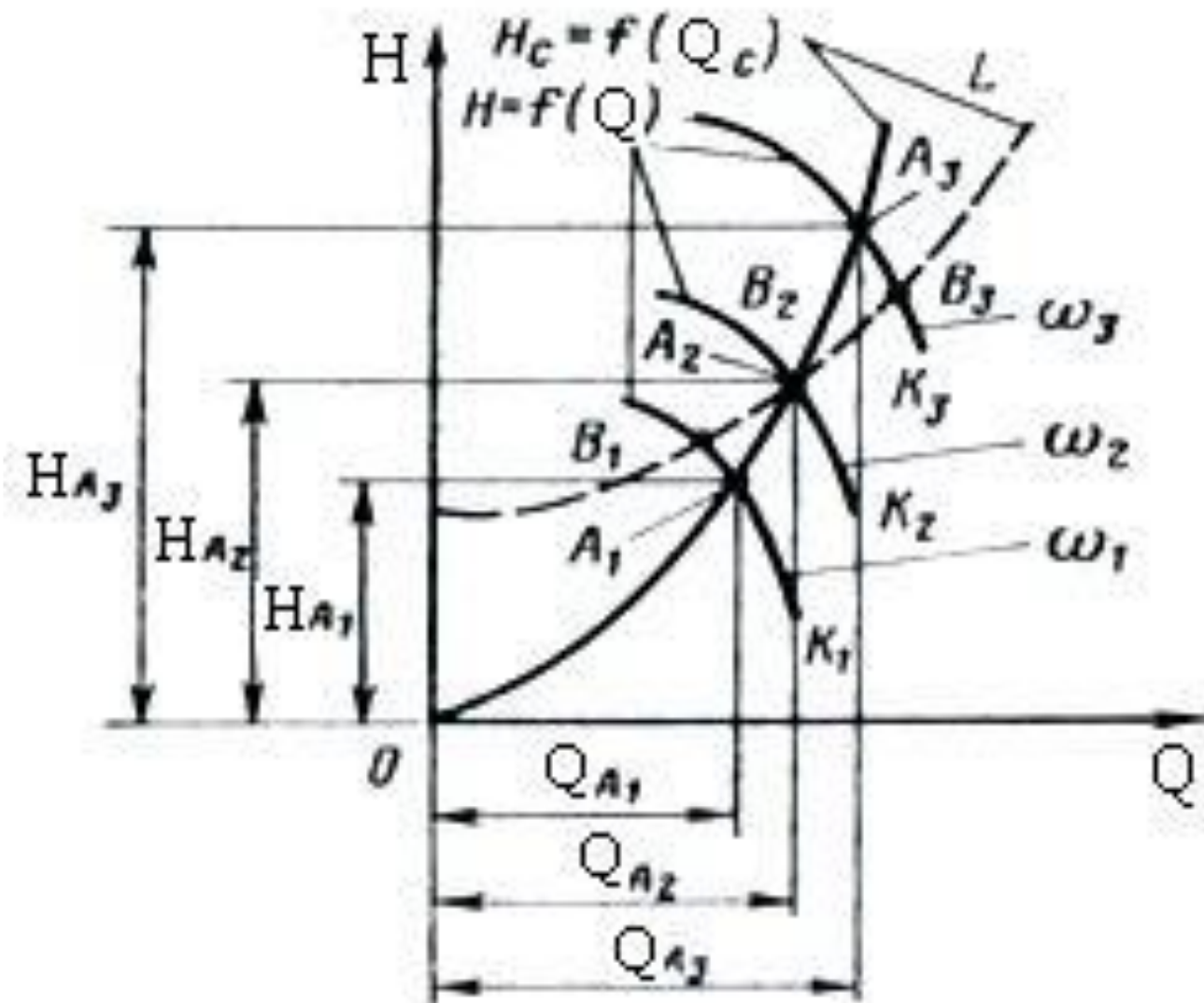


Рис. 25 Потери при регулировании подачи с помощью дроссельного клапана



Регулирование подачи частичным перепуском жидкости (байпасирование подачи).

Применяют в двух случаях: если существует опасность неустойчивой работы насоса при уменьшении подачи и при необходимости регулирования работы насоса с падающей кривой.



Качественное регулирование подачи насоса осуществляется путем изменения частоты вращения приводного двигателя. При этом происходит изменение напорной характеристики насоса.

Регулирование подачи насоса изменением частоты вращения двигателя является наиболее экономичным, т. к. отсутствует дополнительное гидравлическое сопротивление. В то же время для его осуществления необходимо приводной двигатель с регулируемым числом оборотов.

В судовой практике *возможны комбинированные способы*

регулирования подачи насоса. На рис. представлен режим регулирования частичным перепуском (пунктирная линия) и изменением оборотов насоса.

с) Регулирование частоты вращения

Изменение частоты вращения вызовет изменения в рабочих характеристиках центробежного насоса. Воспользуемся типовыми закономерностями, указанными ранее:

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \Rightarrow Q_x = Q \cdot \frac{n_x}{n}$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \Rightarrow H_x = H \cdot \left(\frac{n_x}{n} \right)^2$$

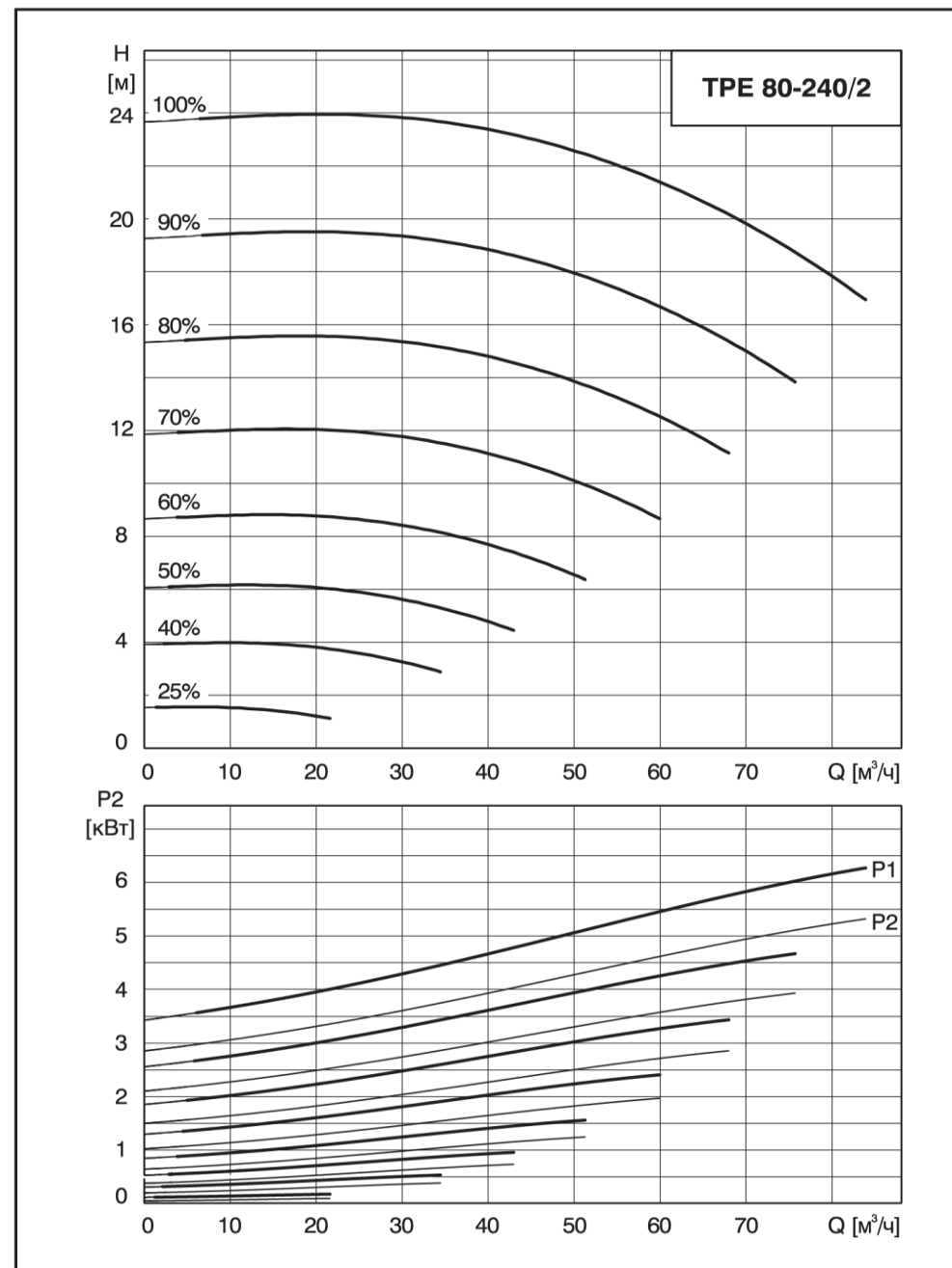


Рис. 29 Регулирование оборотов насоса модели TPE 80-240/2

б) Модификация рабочего колеса

В тех случаях, когда снижение производительности насоса и напора требуется постоянно, наиболее оптимальным решением может стать уменьшение наружного диаметра рабочего колеса.

При этом протачивают по наружному диаметру либо все рабочее колесо, либо только торцы лопаток. Чем больше будет занижение наружного диаметра, тем ниже станет КПД насоса.

Снижение КПД обычно бывает более значительно в тех насосах, которые работают на высоких оборотах. У низкооборотных насосов оно не столь заметно, в особенности, если уменьшение наружного диаметра незначительно.

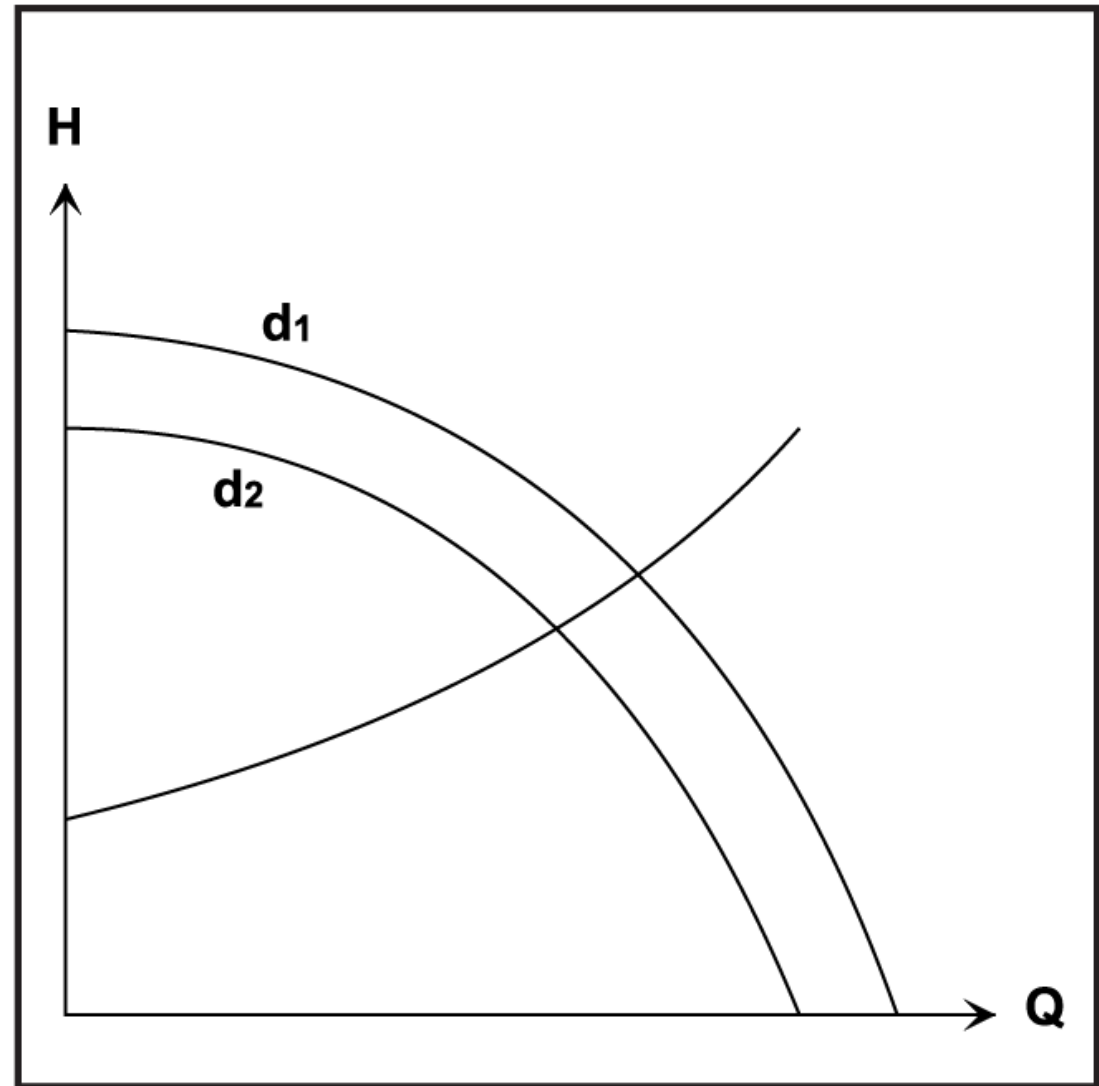


Рис. 26 Модификация рабочего колеса

Когда уменьшение наружного диаметра **незначительно**, то с достаточно высокой степенью точности можно воспользоваться следующими соотношениями:

$$\frac{Q_x}{Q} \approx \left(\frac{D_x}{D} \right)^2 \quad \text{и} \quad \frac{H_x}{H} = \left(\frac{D_x}{D} \right)^2$$

На рис. 27 представлен способ определения заниженного диаметра D_x с помощью диаграммы характеристики “Н/Q” в линейных координатах. Начало координат ($Q = 0, H = 0$) соединяется с новой рабочей точкой (Q_x, H_x) прямой линией, продолженной до пересечения с характеристикой имеющегося насоса (Q, H) в точке “s”. После этого новый диаметр (D_x) рассчитывается по следующей формуле:

$$D_x = D \sqrt{\frac{Q_x}{Q}} \quad \text{и} \quad D_x = D \sqrt{\frac{H_x}{H}}$$

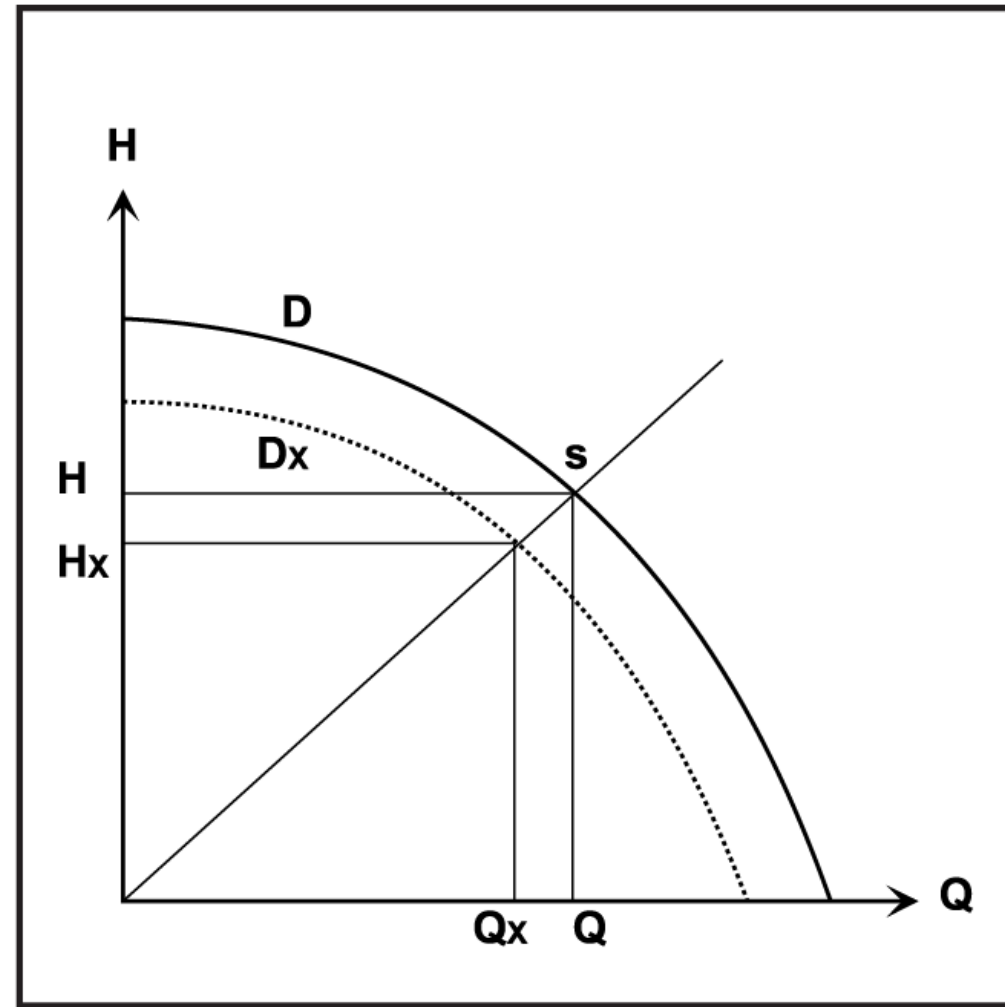


Рис. 27 Коррекция наружного диаметра рабочего колеса

Однако эти зависимости недействительны в случае необходимости значительного снижения производительности насоса. В таком случае рекомендуется проводить занижение рабочего колеса в несколько этапов. Сначала занижение диаметра рабочего колеса выполняется до размера, несколько превышающего значение D_x , рассчитываемое как указывалось выше. После этого насос подвергается испытаниям, после которых можно определить окончательный диаметр.

В серийном производстве этого можно избежать. Имеются графики рабочих характеристик для насосов, оборудованных рабочими колесами с различным занижением наружного диаметра (смотрите рис. 28), непосредственно по которым можно рассчитать значение D_x , используя вышеуказанные формулы.

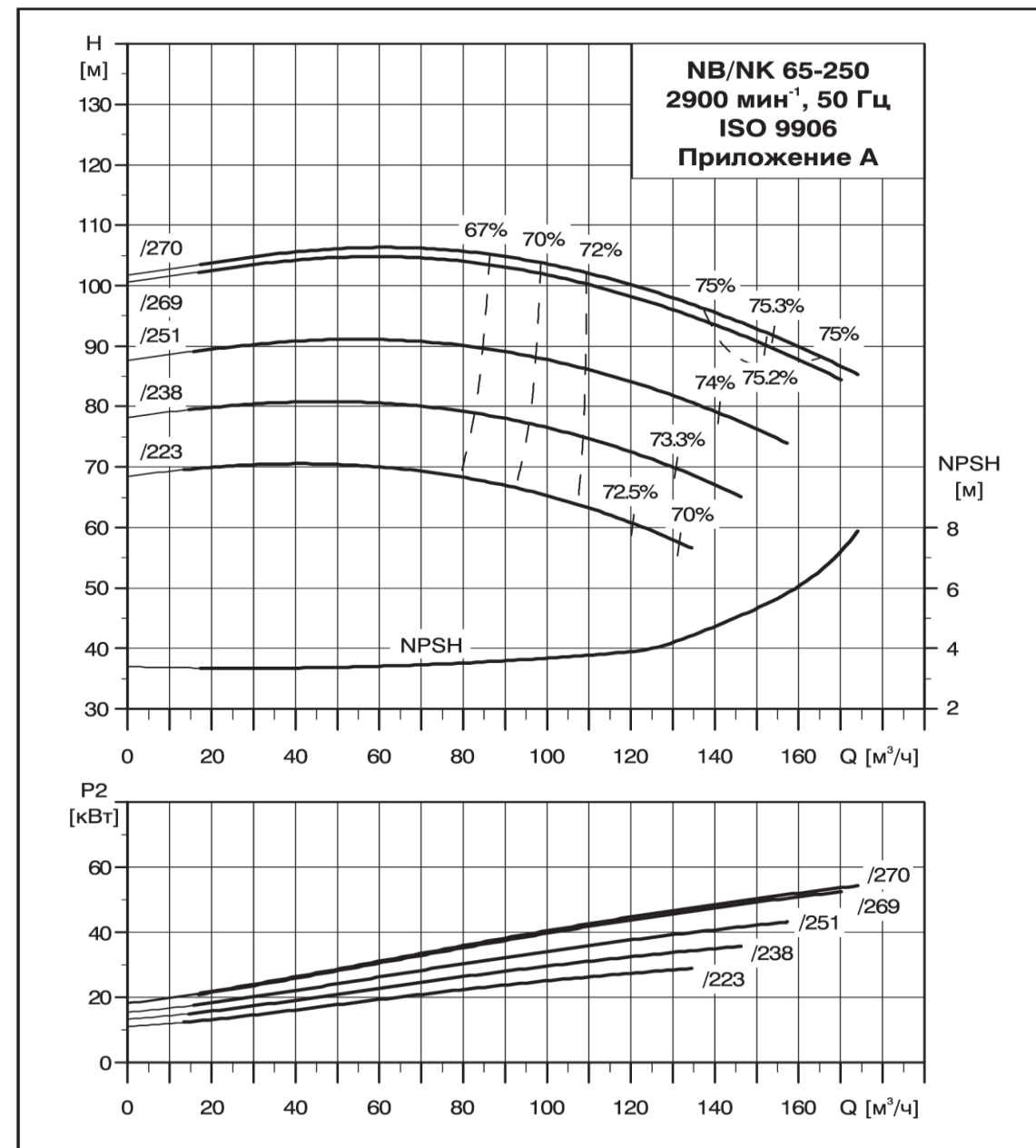


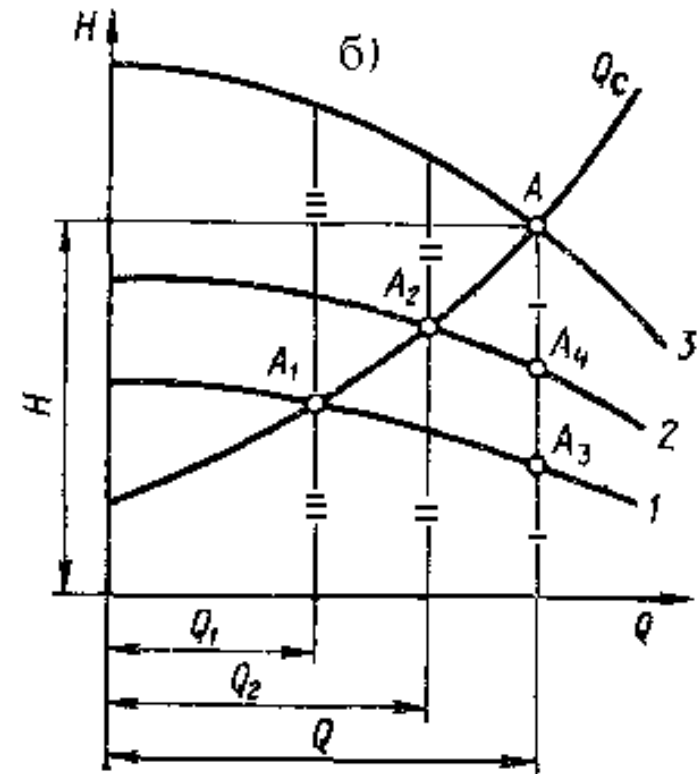
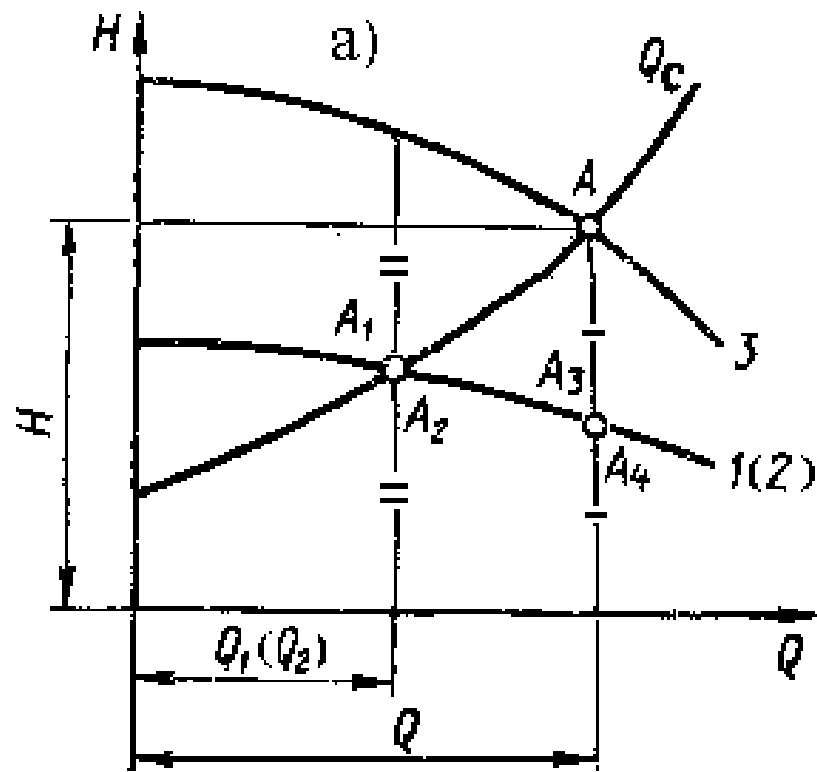
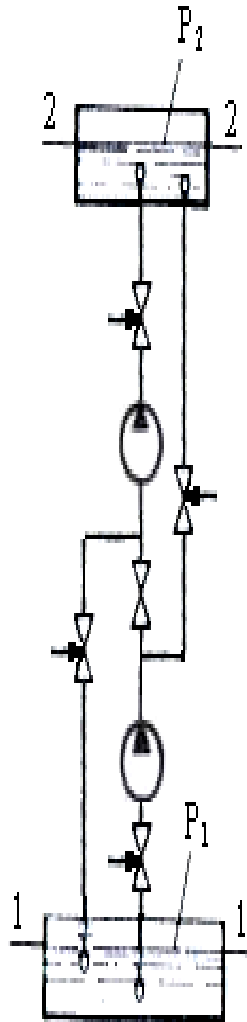
Рис. 28 Коррекция наружного диаметра рабочего колеса

Совместная работа насосов

Последовательная работа насосов применяется в тех случаях, когда необходимо преодолеть сопротивление сети, превышающее напор одного насоса

Параллельное соединение насосов применяют, когда требуется увеличение подачи в трубопровод жидкости, превышающей подачу одного насоса.

Последовательная работа насосов



При этом могут использоваться насосы с одинаковыми (а) или с разными (б) напорными характеристиками. Рассмотрим оба этих варианта совместной работы насосов на гидравлическую сеть.

Последовательно включенные насосы

Многоступенчатые насосы можно рассматривать как пример последовательно включенных одноступенчатых насосов. Конечно, в этом случае невозможно разобщить отдельные ступени, что иногда бывает желательно при проверке состояния насоса.

Поскольку неработающий насос создает существенное сопротивление, необходимо предусмотреть байпасную линию и обратный клапан (рис. 14).

Для работающих последовательно насосов общий напор (рис. 15) при любой заданной подаче определяется суммой значений высоты нагнетания каждого отдельного насоса.

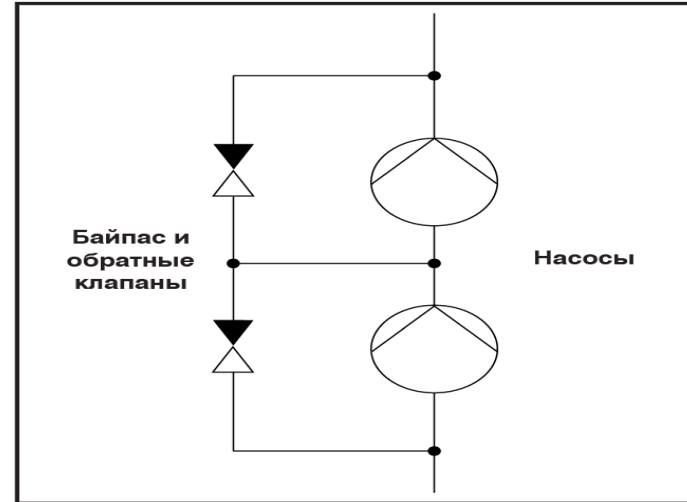


Рис. 14
Последовательно включенные насосы

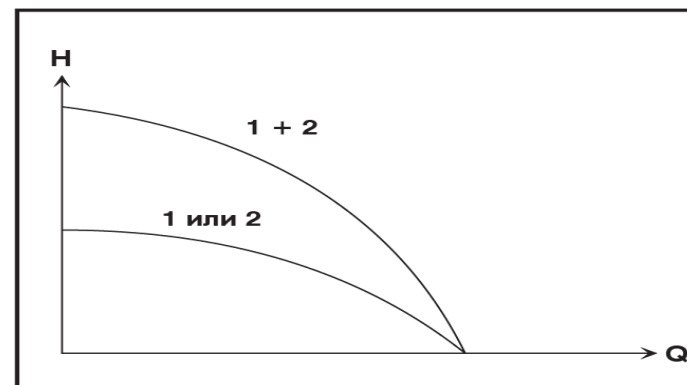
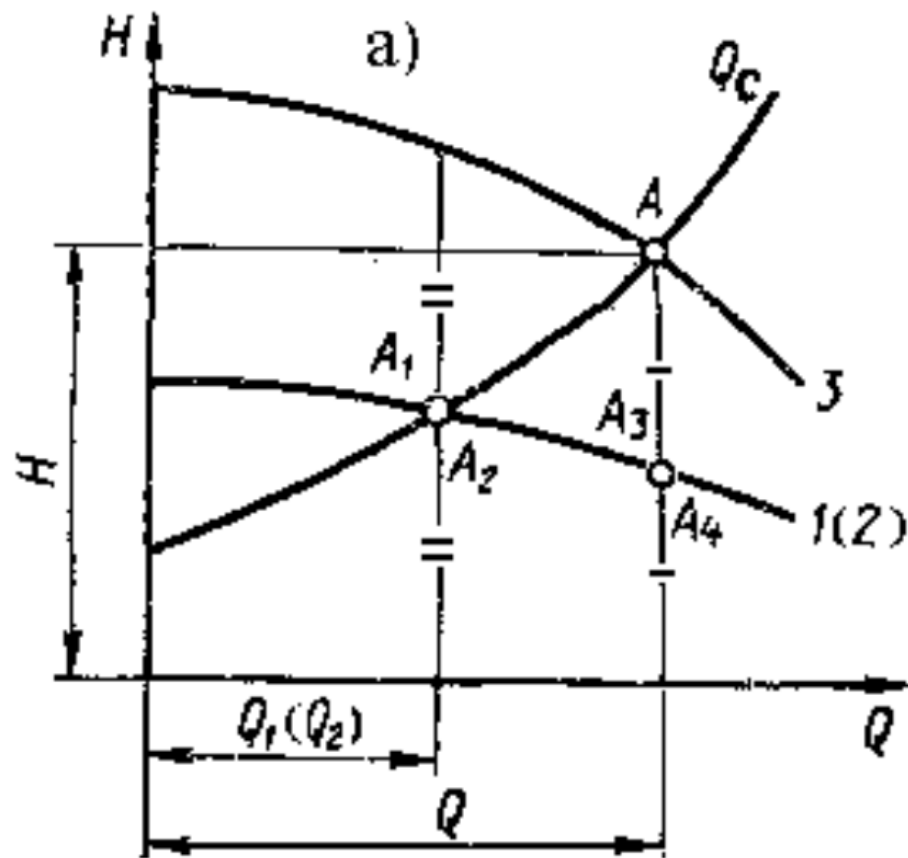


Рис. 15
Два однотипных насоса, включенных последовательно

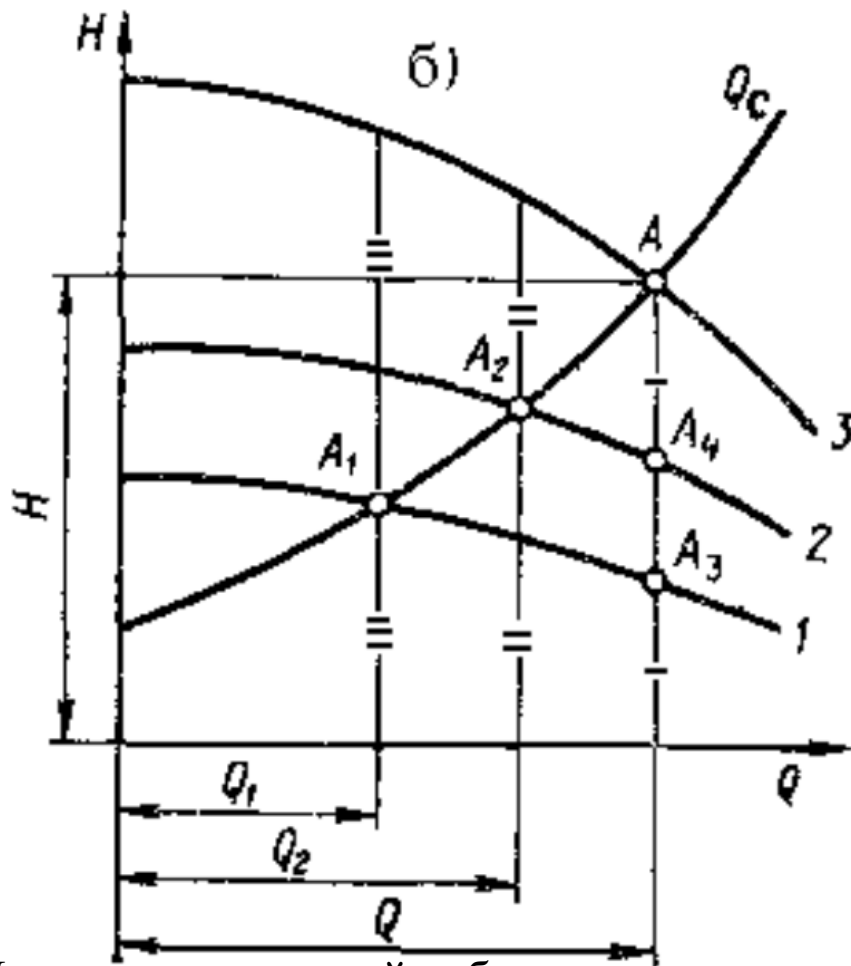


Суммарную напорную характеристику двух последовательно работающих насосов получают сложением их напоров при одинаковой подаче (линия 3).

Пересечение суммарной напорной характеристики насосов с характеристикой гидравлической сети (линия Q_c) в точке A определяет рабочий режим двух последовательно включенных центробежных насосов.

При индивидуальной работе насосов на трубопровод рабочей точкой одного из них будет A_1 (подача Q_1), а другого – A_2 (подача Q_2).

При совместной работе насосов точки A_1 и A_2 займут положение A_3 и A_4 , причем подача насосов будет одинаковой и равной Q . Суммарный напор, развиваемый обоими насосами, будет H (рабочая точка A).



При последовательной работе двух насосов, имеющих **разные напорные характеристики** (линии 1 и 2 рис.), суммарную напорную характеристику насосов получают также сложением их напоров при одинаковой подаче (линия 3).

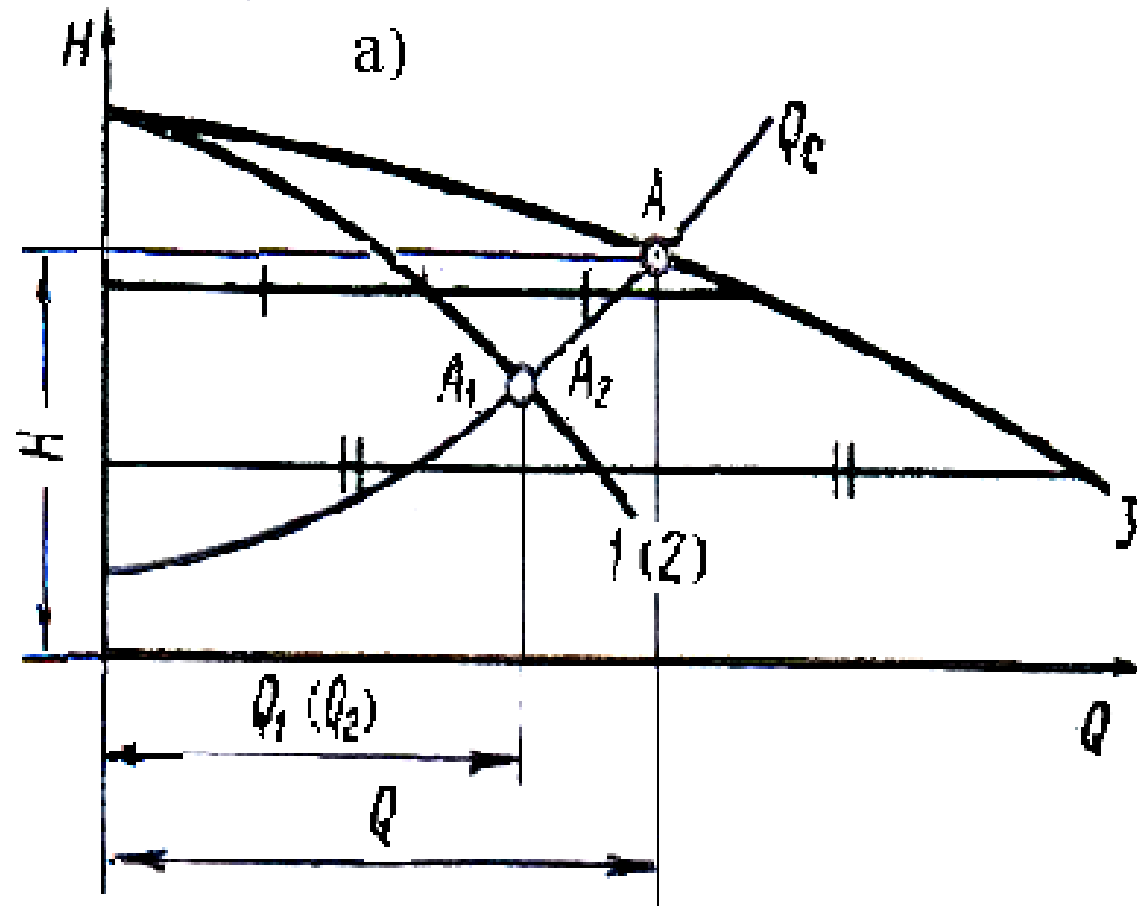
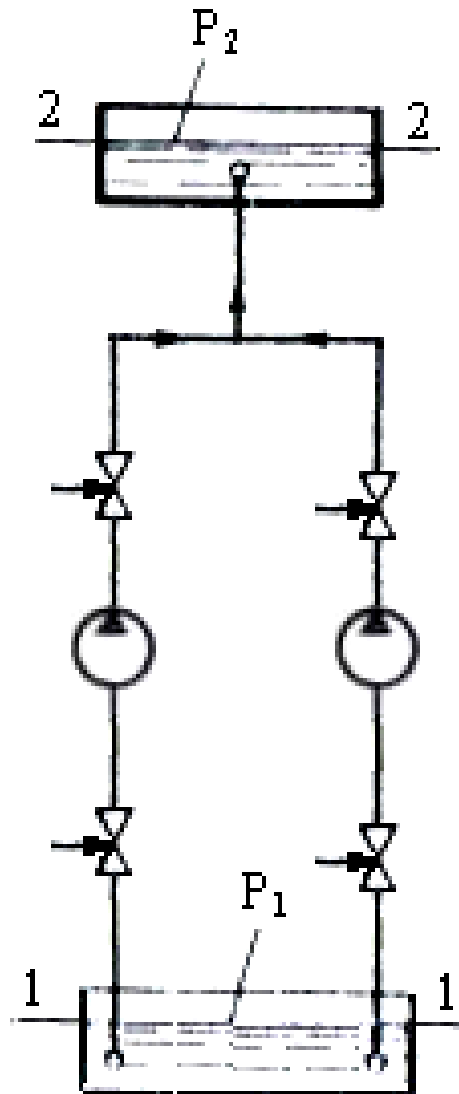
Пересечение суммарной напорной характеристики насосов (линия 3) с характеристикой гидравлической сети (линия Q_c) в точке A определяет рабочий режим двух последовательно включенных центробежных насосов.

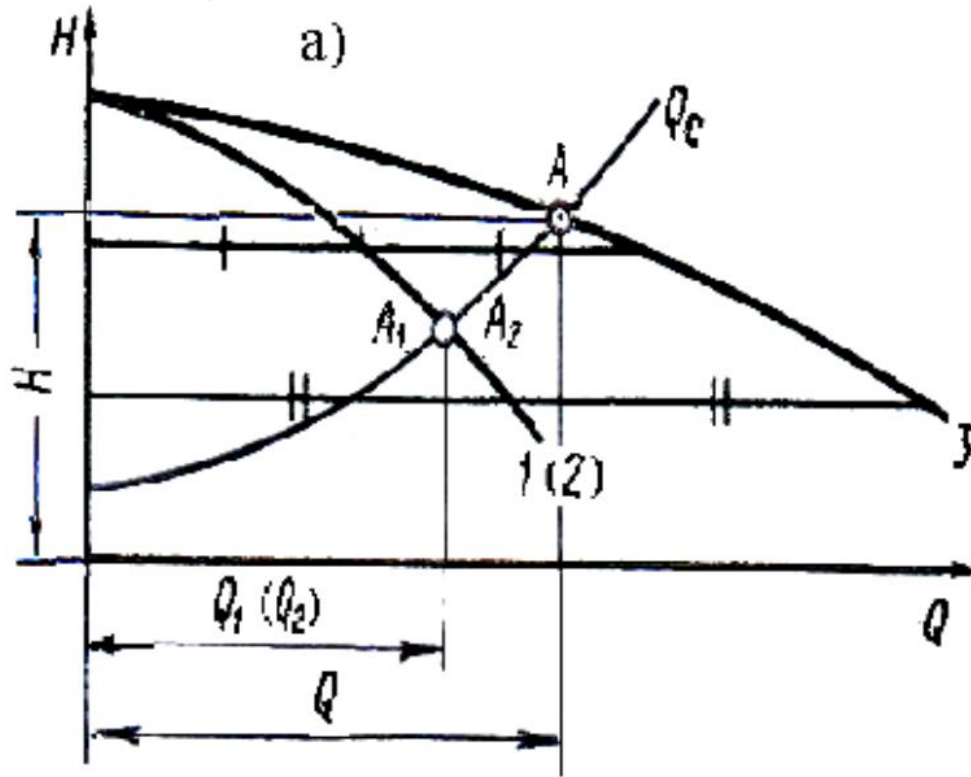
При индивидуальной работе насосов на трубопровод рабочей точкой одного из них будет A_1 (подача Q_1), а другого – A_2 (подача Q_2). При совместной работе насосов точка A_1 займет положение A_3 , а точка A_2 – положение A_4 , причем подача насосов будет одинаковой и равной Q . Суммарный напор, развиваемый обоими насосами, будет H (рабочая точка A).

На всех режимах последовательной работы насосов **ЗАПРЕЩАЕТСЯ** резко закрывать нагнетательный клапан второго насоса и клапан на общем напорном трубопроводе из-за возможности гидравлического удара.

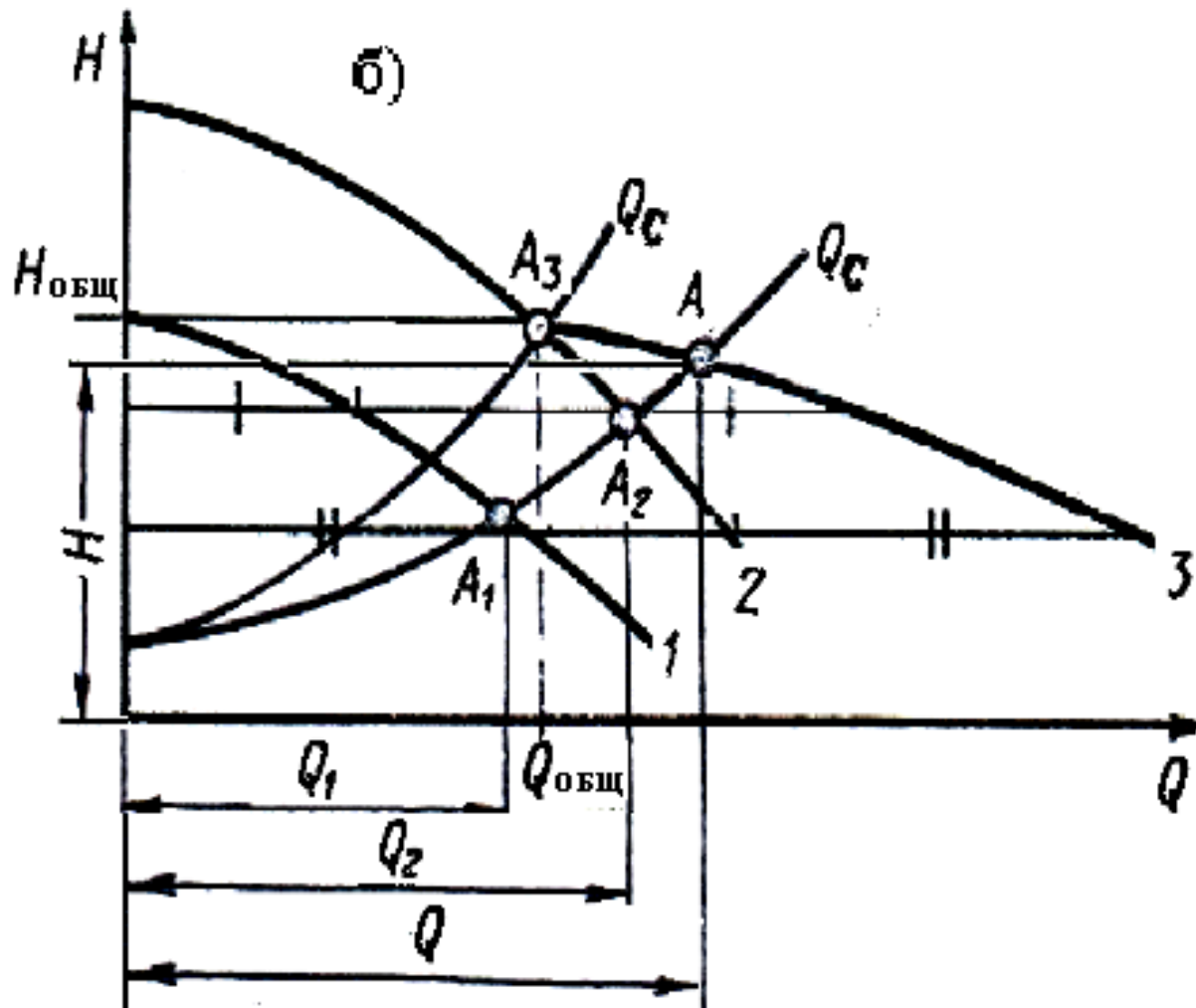
Параллельное соединение насосов

Рассмотрим вариант параллельной работы насосов с *одинаковыми напорными характеристиками* $H = f(Q)$. Напорной характеристике каждого из них соответствуют линия 1 или 2.





Нанося на эти напорные характеристики насосов характеристику сети (линия Q_c), получают рабочие точки A_1 (или A_2) и A , которые определяют количество воды, подаваемое в трубопровод одним и двумя параллельно работающими насосами (рис. а). Из рисунка видно, что подача одного насоса равна Q_1 (или Q_2), а двух насосов – Q . Здесь важно отметить, что **суммарная подача параллельно работающих насосов (рабочая точка A) меньше суммы подач при их индивидуальной работе (рабочие точки A_1 и A_2), т. е. $Q < Q_1 + Q_2$** . Это обусловлено тем, что гидравлическое сопротивление сети, пропорциональное квадрату расхода, увеличивается при переходе от индивидуальной работы насоса к параллельной.



Условия работы насосов с **разными напорными характеристиками** при их параллельном соединении (рис. б) отличаются от рассмотренного варианта. В частности, насос с меньшей напорной характеристикой (линия 1), оказывает влияние на суммарную подачи только при $H_{\text{общ}}$ ниже напора "холостого хода" ($Q = 0$). До этого момента (рабочая точка A_3) этот насос **"заперт"** напором насоса с большей напорной характеристикой (линия 2) и не подает жидкость в систему. Поэтому на участке подачи от 0 до $Q_{\text{общ}}$ включение насоса с меньшей напорной характеристикой не имеет смысла.

При общей рабочей точке A , расположенной на участке с $Q > Q_{\text{общ}}$, распределение подачи между работающими насосами неравномерно: насос с большим напором дает большую подачу, а с меньшим – меньшую.

Кавитация

Во входе в насос из перекачиваемой жидкости начинают выделяться пузырьки растворенного в ней газа. Перемещаясь далее с потоком жидкости в насос, газ конденсируется, и пузырьки лопаются. Это явление называется **кавитацией**.

Это происходит за очень короткий отрезок времени, и при лопании пузырьков возникают местные сильные удары с образованием ударных волн.



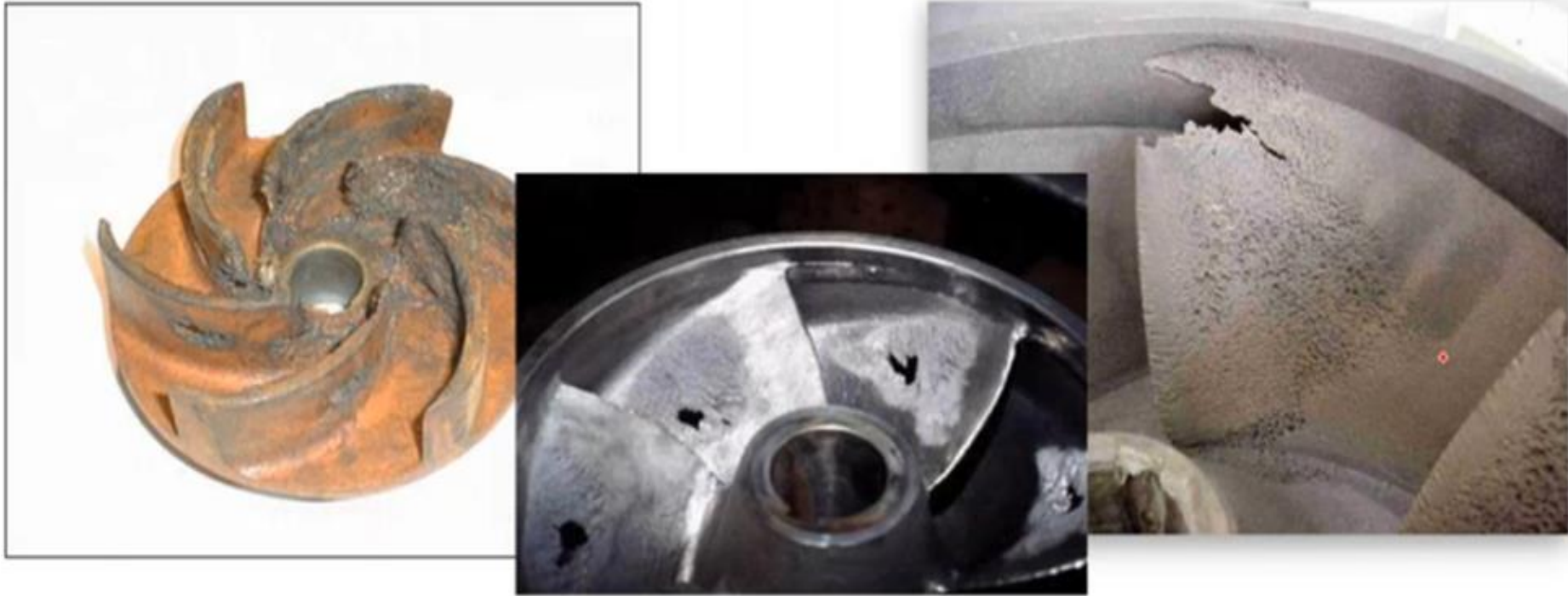


Рис. 38. Кавитация (вскипание перекачиваемой жидкой среды)
на входе в рабочее колесо насоса

Последствия кавитации

Кавитация в лопастных насосах сопровождается:

- резким шумом (треском)
- вибрацией
- падением напора, полезной мощности, подачи и КПД
- срывом подачи
- разрушением рабочего колеса, прочих элементов насоса

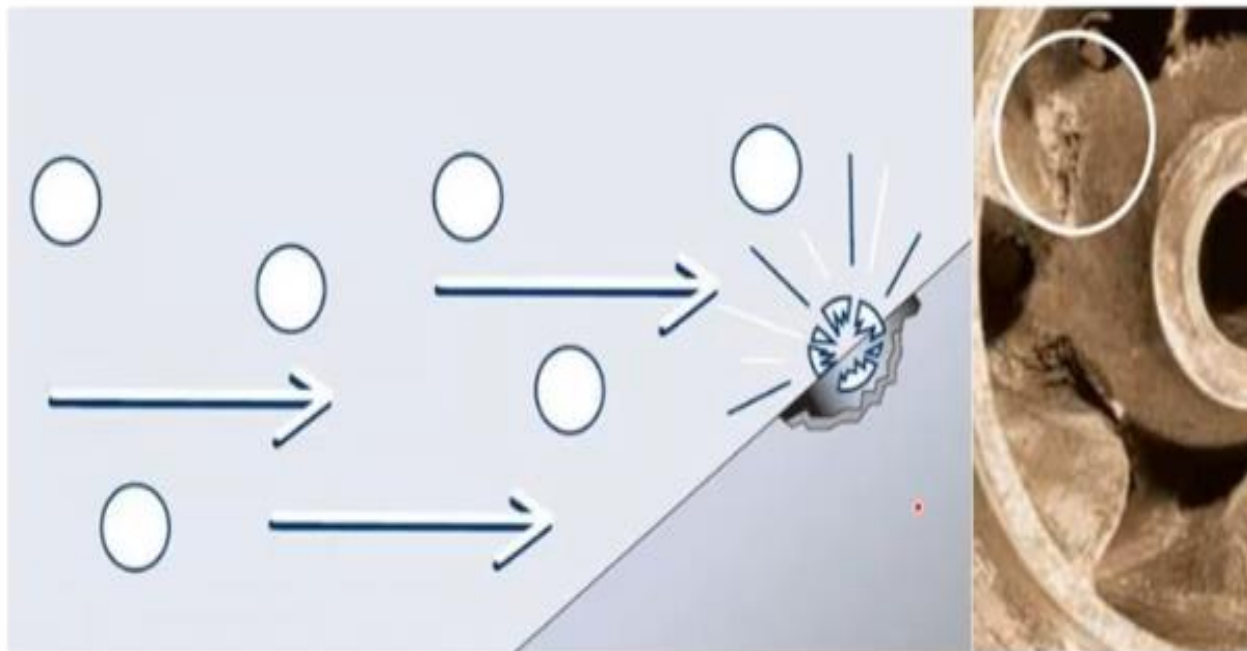






Определение

Под кавитацией понимают образование пузырьков газа в толще движущейся жидкости при снижении гидростатического давления и конденсацию этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где гидростатическое давление повышается.



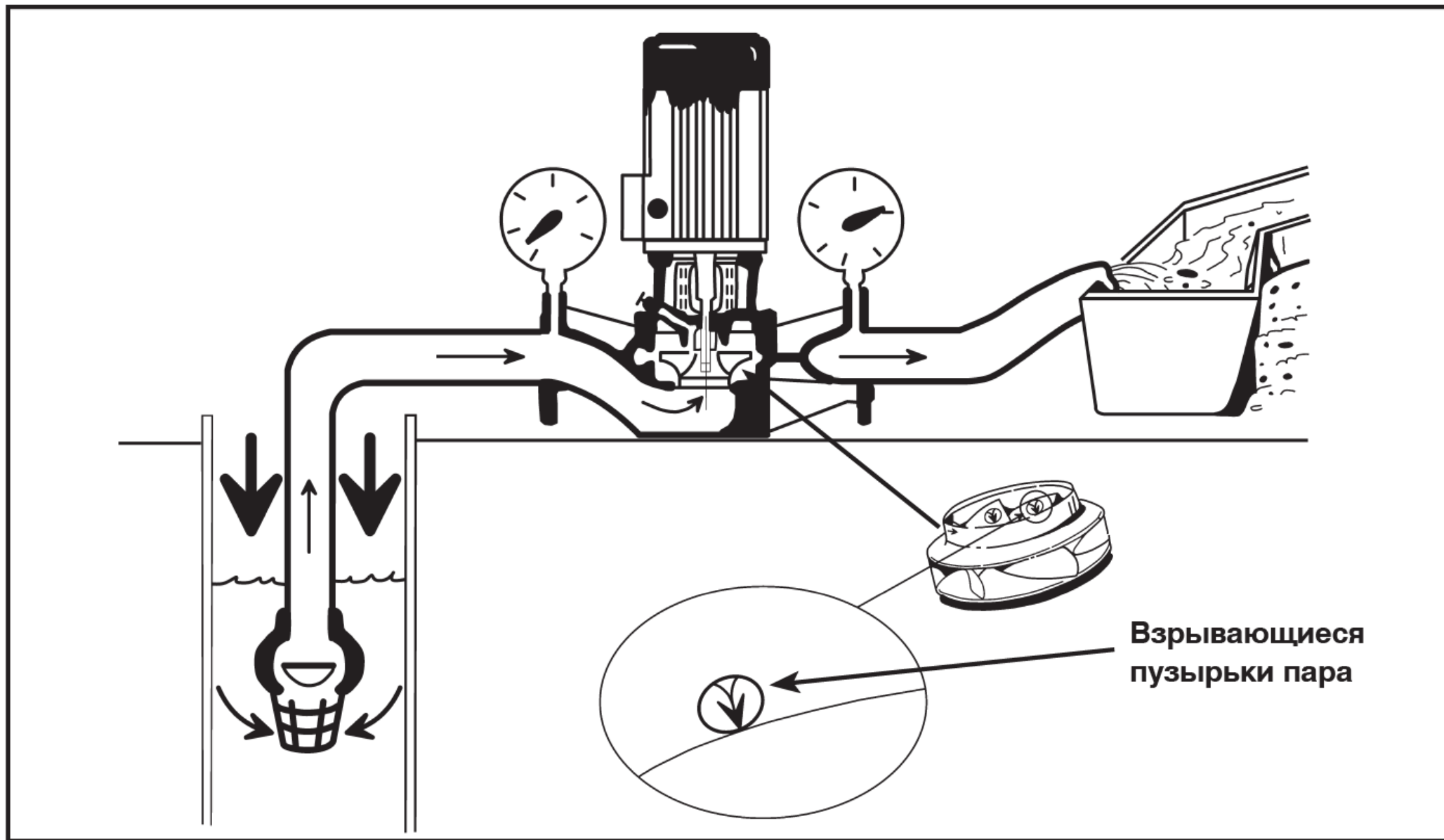


Рис. 31 Кавитация на поверхности рабочего колеса

Введение

Температура кипения воды (жидкости) зависит от давления.

Если давление ниже Давления насыщенного пара – происходит вскипание

Если давление выше Давления насыщенного пара – происходит конденсация

Давление p и плотность ρ насыщенных паров воды при различных температурах t							
$t, ^\circ\text{C}$	p		$\rho, \text{г/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	p		$\rho, \text{г/м}^3$
	кПа	мм рт. ст.			кПа	мм рт. ст.	
0	0,611	4,58	4,84	17	1,94	14,53	14,5
1	0,656	4,92	5,22	18	2,06	15,48	15,4
2	0,705	5,29	5,60	19	2,19	16,48	16,3
3	0,757	5,68	5,98	20	2,34	17,54	17,3
4	0,813	6,10	6,40	21	2,48	18,6	18,3
5	0,872	6,54	6,84	22	2,64	19,8	19,4
6	0,934	7,01	7,3	23	2,81	21,1	20,6
7	1,01	7,57	7,8	24	2,99	22,4	21,8
8	1,07	8,05	8,3	25	3,17	23,8	23,0
9	1,15	8,61	8,8	30	4,24	31,8	30,3
10	1,23	9,21	9,4	40	7,37	55,3	51,2
11	1,31	9,84	10,0	50	12,3	92,5	83,0
12	1,40	10,52	10,7	60	19,9	149,4	130
13	1,50	11,23	11,4	70	31,0	233,7	198
14	1,59	11,99	12,1	80	47,3	355,1	293
15	1,70	12,79	12,8	90	70,1	525,8	424
16	1,81	13,63	13,6	100	101,3	760,0	598

Кавитационные процессы

При образовании пузырька:

- происходит повышение температуры внутри пузырька до нескольких сотен град С (по некоторым расчетам до 1500°C)
- интенсивное выделение газов, в т.ч. O_2

Как результат, при контакте пузырьков с металлическими поверхностями возникает интенсивная коррозия.

В месте конденсации пузырька возникает резкое увеличение давления (до тысяч атмосфер). Если в этот момент пузырек пара находился на поверхности рабочего колеса или лопатки, то удар приходится на эту поверхность, что вызывает эрозию металла.

Масштабы повреждений рабочего колеса зависят от характеристик материала, из которого оно изготовлено; например, из таблицы видно, что при одних и тех же условиях ущерб для рабочего колеса из нержавеющей стали составляет всего лишь 5% от ущерба, причиненного рабочему колесу из чугуна.

Потеря в массе различных материалов

(при сравнении за основу взят чугун = 1,0):

Нержавеющая сталь:	0,05
Чугун:	1,0
Бронза:	0,5
Бронзовые сплавы:	0,1

С явлением кавитации связаны также повышенный уровень шума, падение напора и нестабильность эксплуатации. Зачастую повреждение остается не выявленным до тех пор, пока насос и электродвигатель не будут подвергнуты разборке.

Высота всасывания

Максимальная теоретическая высота всасывания не может быть больше 10,33 метра водного столба (одна атмосфера) на уровне моря.

Максимально допустимая высота всасывания рассчитывается по формуле:

$$H_{\max} = H_b - H_f - H_v - NPSH - H_s \quad [м]$$

H_b - **барометрическое давление** (атмосферное давление на уровне моря) в метрах водного столба

H_f - **потери** давления на трение во **всасывающем** трубопроводе при максимальном расходе

H_v - **давление насыщенных паров** жидкости при максимальной рабочей температуре

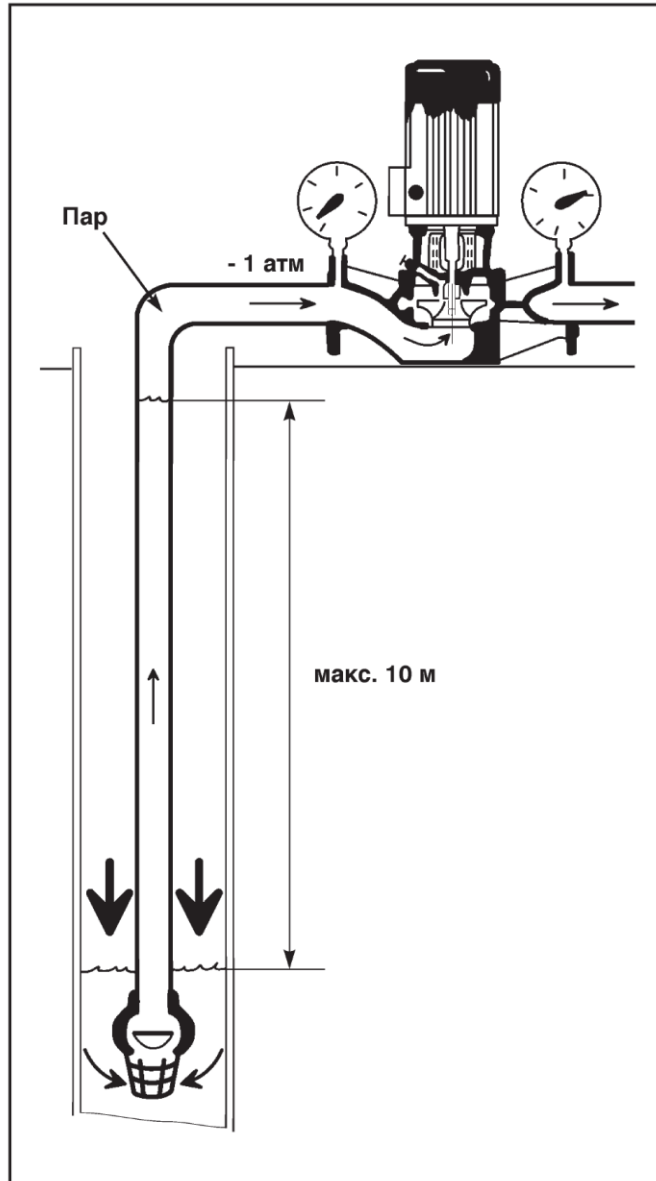
$NPSH$ – кавитационный запас

H_s – **дополнительный запас** надёжности (эмпирическая величина – 0,5..2м)

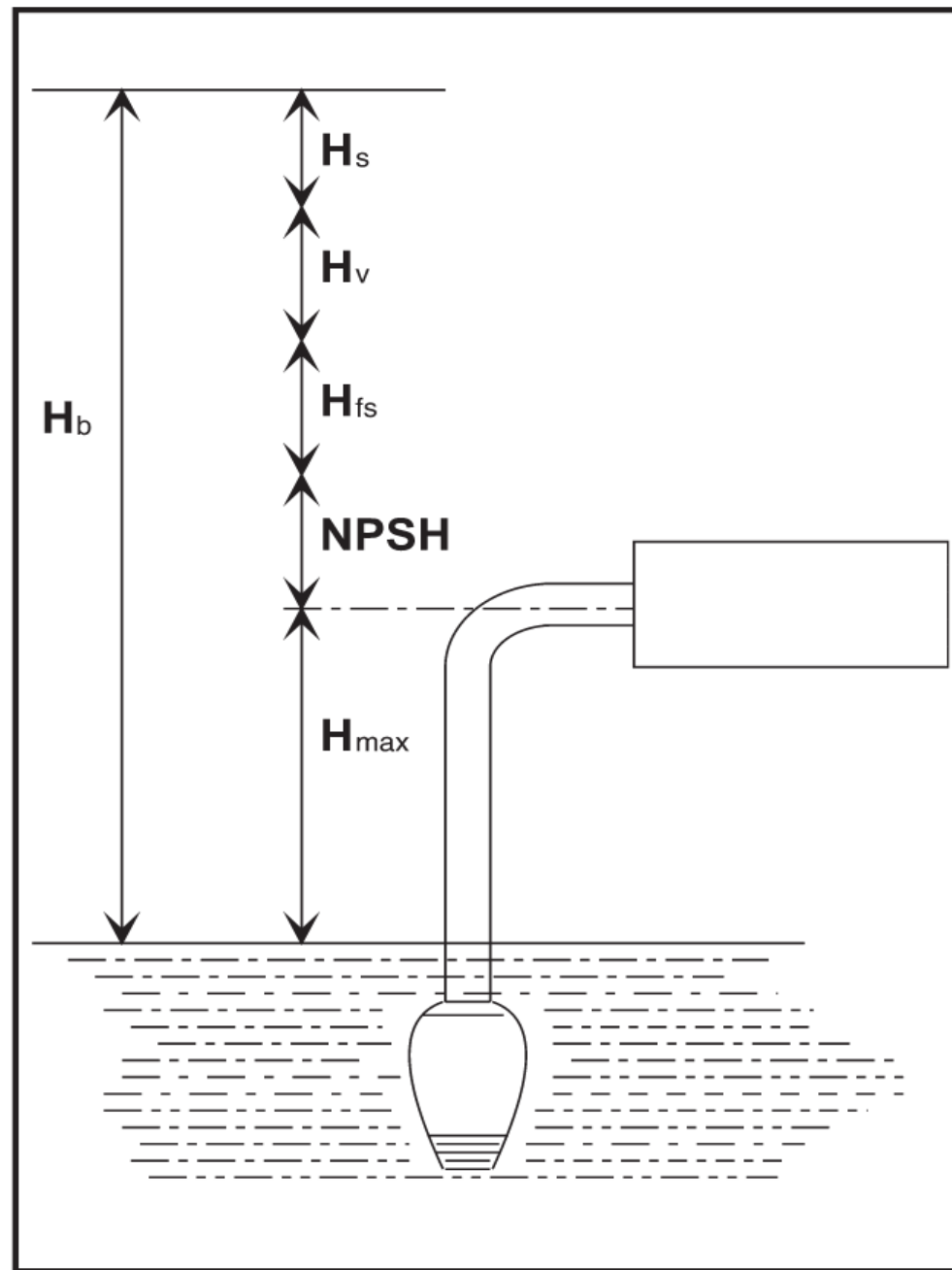
Если в результате расчёта получили, что $H_{\max} = 3$ метра, то это значит, что насос может всасывать жидкость на высоту до 3 метров без риска возникновения кавитации.

Если результат получился отрицательным, например, минус 3 метра, то это значит, что для работы насоса без кавитации на всасе необходимо создать дополнительный подпор 3 метра (т.е. уровень жидкости должен быть выше уровня установки насоса).

Теоретическая максимальная высота всасывания равна барометрическому давлению



Максимальная высота всасывания



NPSH (Net Positive Suction Head)

Кавитационный запас определяется в точке максимальной подачи по кривой зависимости NPSH от расхода для выбранного типа насоса (по каталогу производителя).

Чем выше NPSH насоса, тем меньше высота всасывания.

NPSH₃ – это такое минимальное давление на всасывании, при котором кавитация приводит только к 3%-ному падению напора.

Кавитационный запас $H_{\max}$ насоса, необходимый для устранения опасности кавитации, рассчитывается следующим образом:

$$H_{\max} = H_b - H_{fs} - \text{NPSH} - H_v - H_s$$

$H_{\max}$: Кавитационный запас насоса (смотрите рис. 32).

Если он *положительный*, насос может работать при данной высоте всасывания.

Если он *отрицательный*, для работы насоса необходимо создать условия, при которых он станет положительным.

H_b : Атмосферное давление со стороны насоса; это – теоретически максимальная высота всасывания.

$$H_b = \frac{p_b}{\rho \cdot g}$$

Это значение H_b зависит от плотности жидкости и значения “g” со стороны насоса (рис. 33).

Высота над уровнем моря (м)	Барометрическое давление p_b (бар)	Высота водяного столба (м)	Температура кипения воды (°C)
0	1.013	10.33	100
500	0.935	9.73	99
1000	0.899	9.16	96
2000	0.795	8.10	93

Рис. 33 Температура кипения воды при различных значениях барометрического давления

H_v: Этот параметр отражает давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости. Он включен в уравнение, поскольку при более высокой температуре жидкость начинает испаряться быстрее. H_v также зависит от плотности жидкости:

$$H_v = \frac{p_v}{\rho \cdot g}$$

H_s: Этот параметр представляет собой запас прочности, который должен определяться в конкретных условиях в зависимости от степени надежности и достоверности применяемой методики расчета. На практике его берут равным 0,5-1 м. В случае присутствия в воде газа это значение часто выбирают равным 2 м.

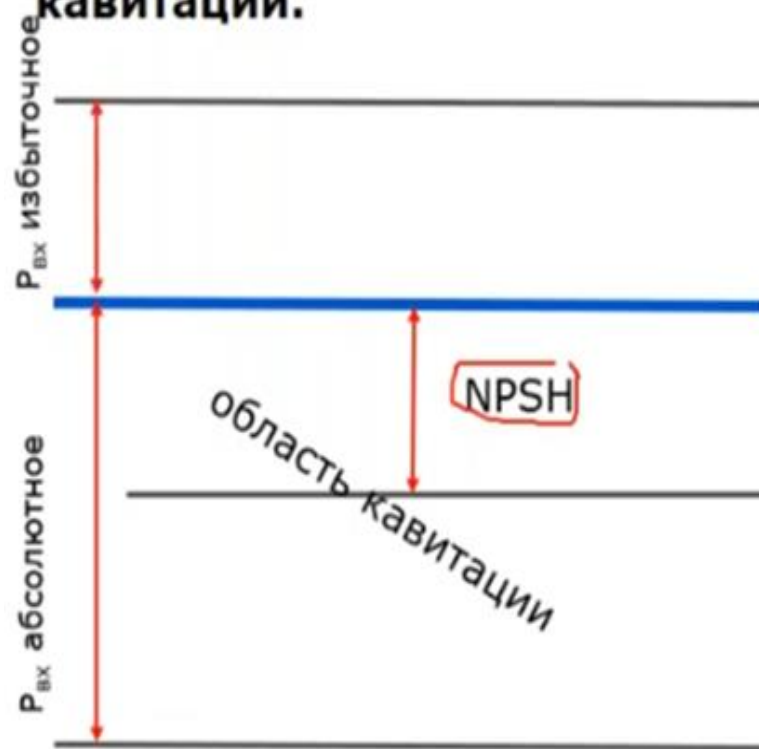
Для циркуляционных насосов график **NPSH** не используется; вместо этого на рис. 34 представлена таблица с указанием минимального давления на всасывании, необходимого при различных значениях температуры рабочей жидкости.

t_m (°C)	75	90	120
H_{min} (m)	0.5	4.0	16.5

Рис. 34 Минимальное давление на всасывании насоса модели UMK 50-60 в зависимости от температуры жидкости

NPSH - Net Positive Suction Head

Кавитационный запас (NPSH) – минимальное превышение полного абсолютного давления жидкости во всасывающем патрубке насоса над упругостью ее водяных паров P_n при котором насос работает без кавитации.



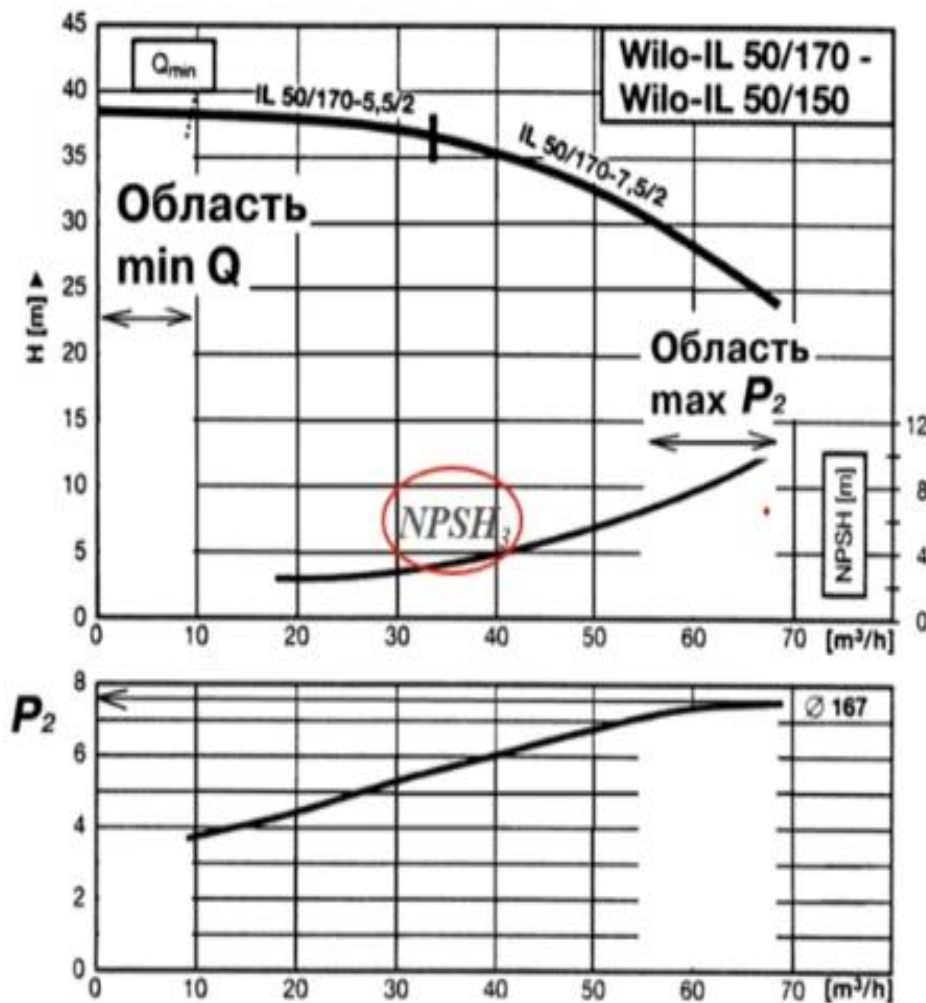
$P_{атм}$ – атмосферное давление

$P_{вх}$ – минимально требуемое полное абсолютное давление на входе в насос

P_n – давление насыщенного пара жидкости при рабочей температуре (упругость водяных паров) – справочная величина

0 – абсолютный вакуум

$NPSH_R$ - Net Positive Suction Head (required)



Требуемый кавитационный запас зависит от конструкции насоса и приводится в его технических характеристиках.

$NPSH$ ($NPSH_R$) [m]!

Для серийно выпускаемых насосов в каталогах как правило приводится $NPSH_3$!

Определение $NPSH_3$

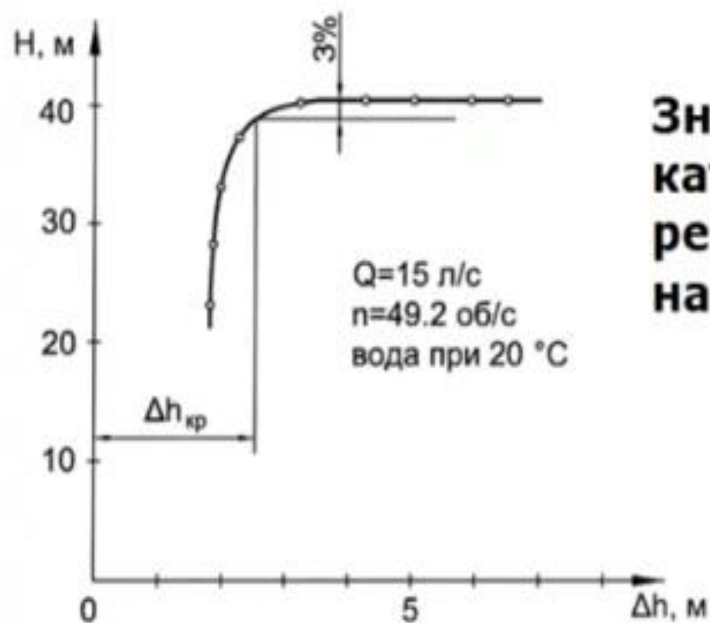
$NPSH_3$ насосов определяется во время заводских испытаний в соответствии с нормативными документами:

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ
СТАНДАРТ

ГОСТ
ISO 9906—
2015

НАСОСЫ ДИНАМИЧЕСКИЕ

Гидравлические испытания.
Классы точности 1, 2 и 3



Значения $NPSH_3$ насосов, приведённые в каталогах, соответствуют кавитационному режиму, сопровождающемуся падением напора насоса на 3%!

При практических расчетах вводится повышающий коэффициент, принимаемый в диапазоне от 1 до 1,3!

Определение $NPSH_R$ при изменении числа оборотов

ГОСТ ISO 9906-2015 допускает испытание насосов при сниженном числе оборотов n_1 с последующим пересчетом требуемого кавитационного запаса на номинальное число оборотов n_2 :

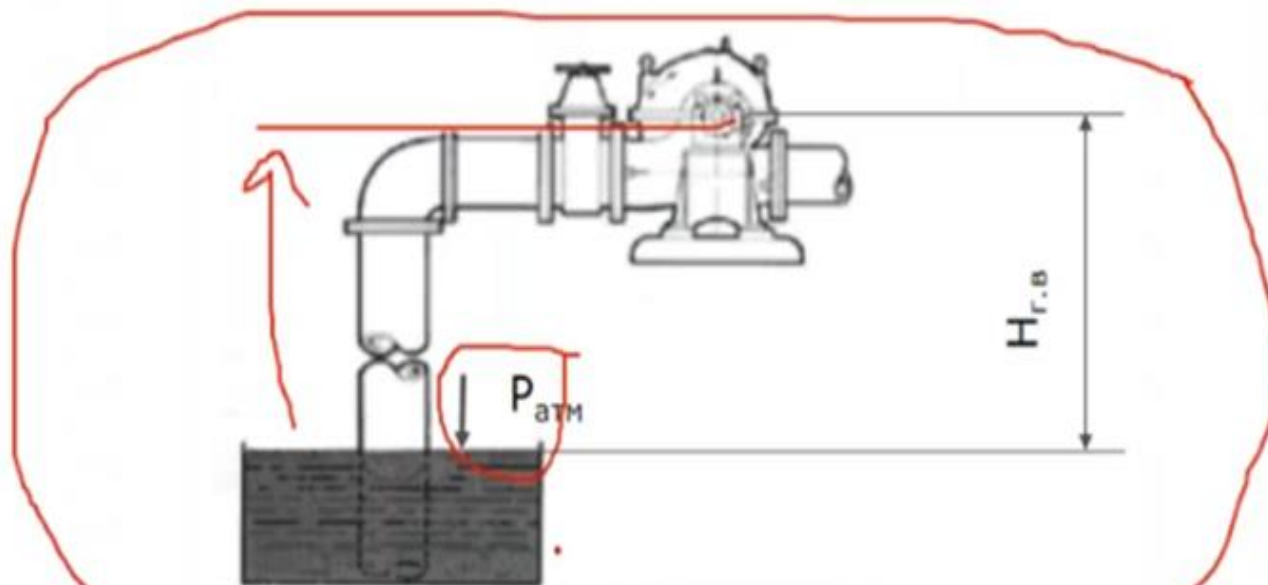
$$NPSH_{R2} = NPSH_{R1} * (n_2/n_1)^x$$

где показатель степени X находится в пределах от 1,3 до 2 и в первом приближении принимается равным 2

Данная формула может использоваться для пересчета кавитационного запаса при регулировании насоса изменением числа оборотов.

Определение $NPSH_A$

Работа насоса в режиме всасывания



$$NPSH_A = P_{атм} / \rho g - H_{г.в} - P_{п} / \rho g - \Delta h_{вс}, \text{ м}$$

где:

$P_{атм}$ – атмосферное давление, Па

ρ – плотность жидкости, кг/м³

g – ускорение свободного падения, м/с²

$H_{г.в}$ – геометрическая высота всасывания, м

$P_{п}$ – давление насыщенного пара при расчетной температуре, Па

$\Delta h_{вс}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе, м

Способы предотвращения кавитации:

- понижение высоты всасывания ;
- уменьшение температуры перекачиваемой жидкости устранение подсоса воздуха при всасывании;
- снижение быстроходности насоса;
- уменьшение шероховатостей рабочих органов и корпуса;
- снижение числа и величин гидравлических сопротивлений;
- изготовление лопаток, корпуса из бронзы и нержавеющей стали

Как избежать кавитации

Данная аргументация основана на приведенной выше формуле:

$$H_{\max} = H_b - H_{fs} - NPSH - H_v - H_s$$

и учитывает влияние каждого из членов уравнения.

$H_{\max}$: Насос всегда необходимо устанавливать как можно ниже или потребуются поднять уровень жидкости со стороны всасывания. Последний способ часто бывает наиболее дешевым решением. Положительное давление на всасывании, создаваемое насосом (если таковой имеется) или расширительным бачком, должно поддерживаться как можно более высоким.

H_b : Этот показатель является постоянным при перекачивании определенной жидкости в данном месте.

H_{fs} : Всасывающий трубопровод должен быть как можно более коротким и иметь минимальное количество колен, клапанов, вентиля и фитингов.

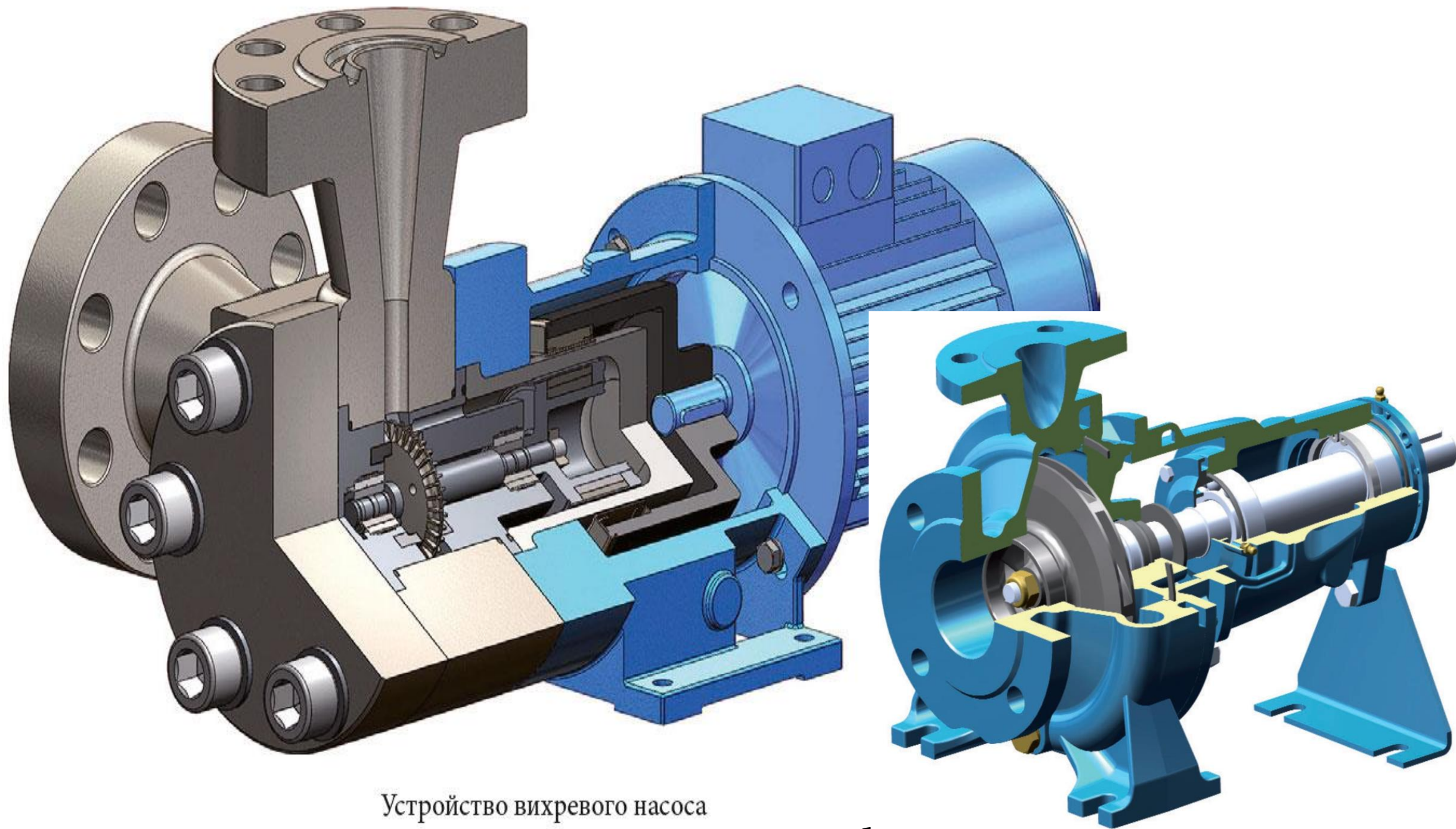
NPSH: Следует выбирать насос с наименьшим потребным NPSH.

H_v : Этот параметр может снижаться при падении температуры жидкости (температуры окружающей среды).

H_s : Устанавливается индивидуально.

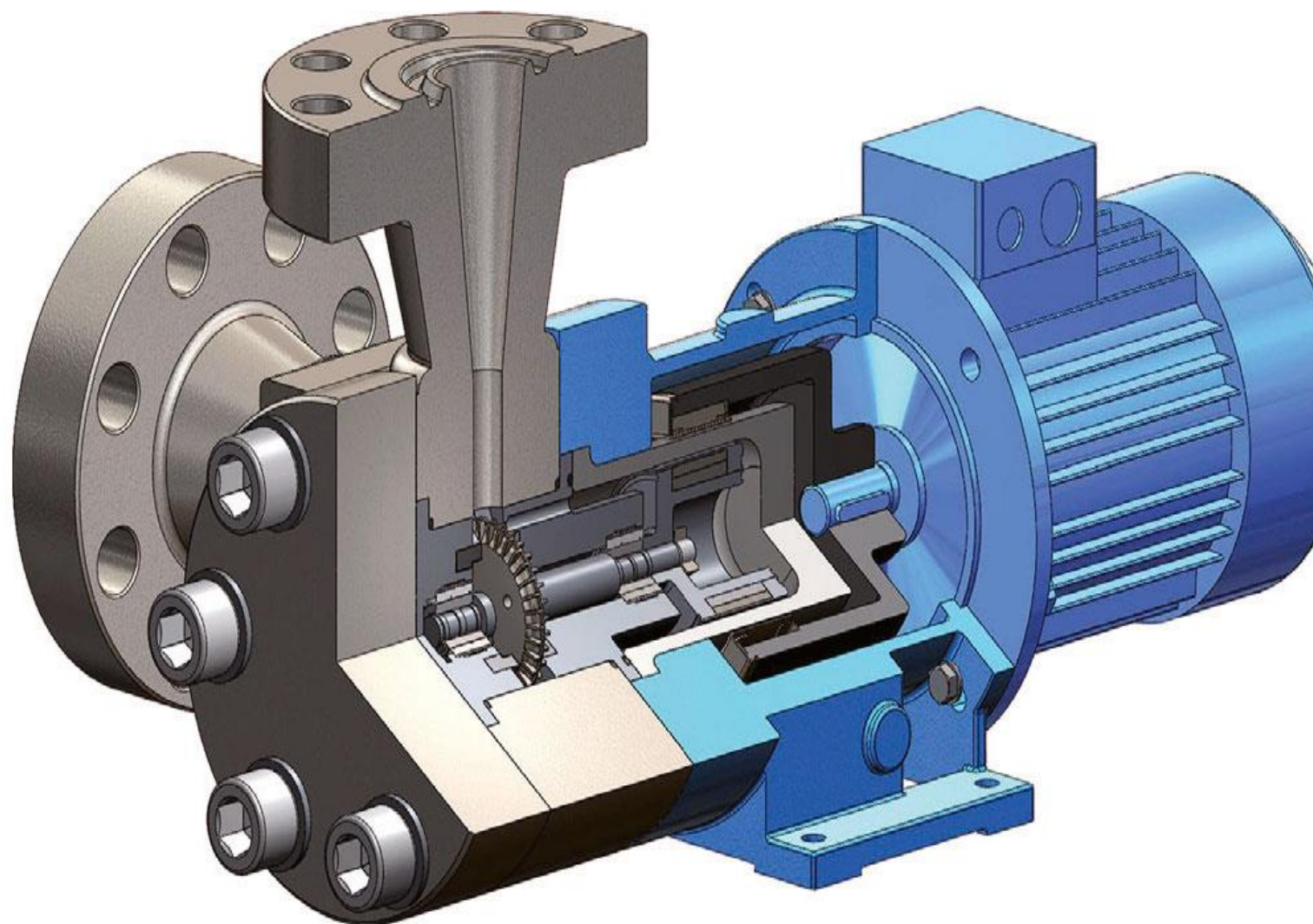
Наиболее простой способ избежать кавитации – это снизить подачу насоса путем частичного закрытия нагнетательного (или напорного) клапана; в результате этого понизится требуемое значение NPSH и H_{fs} , следовательно возрастет значение $H_{\max}$.

Вихревые насосы – устройство, назначение

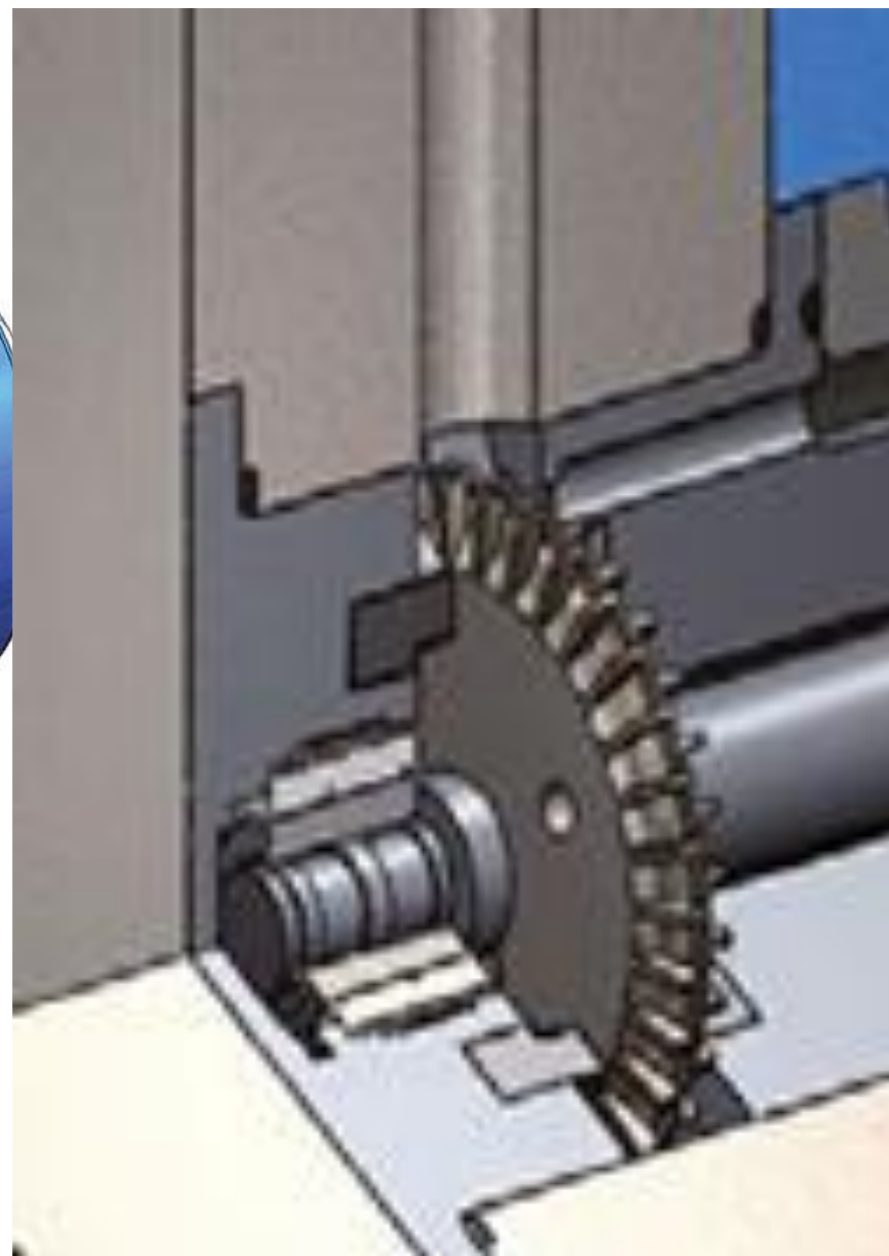


Устройство вихревого насоса

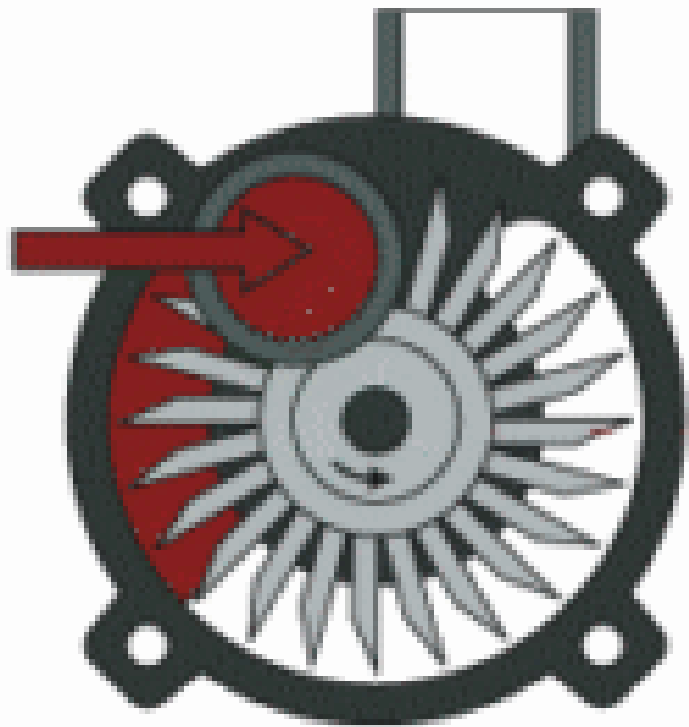
и центробежного



Устройство вихревого насоса



Вихревые насосы



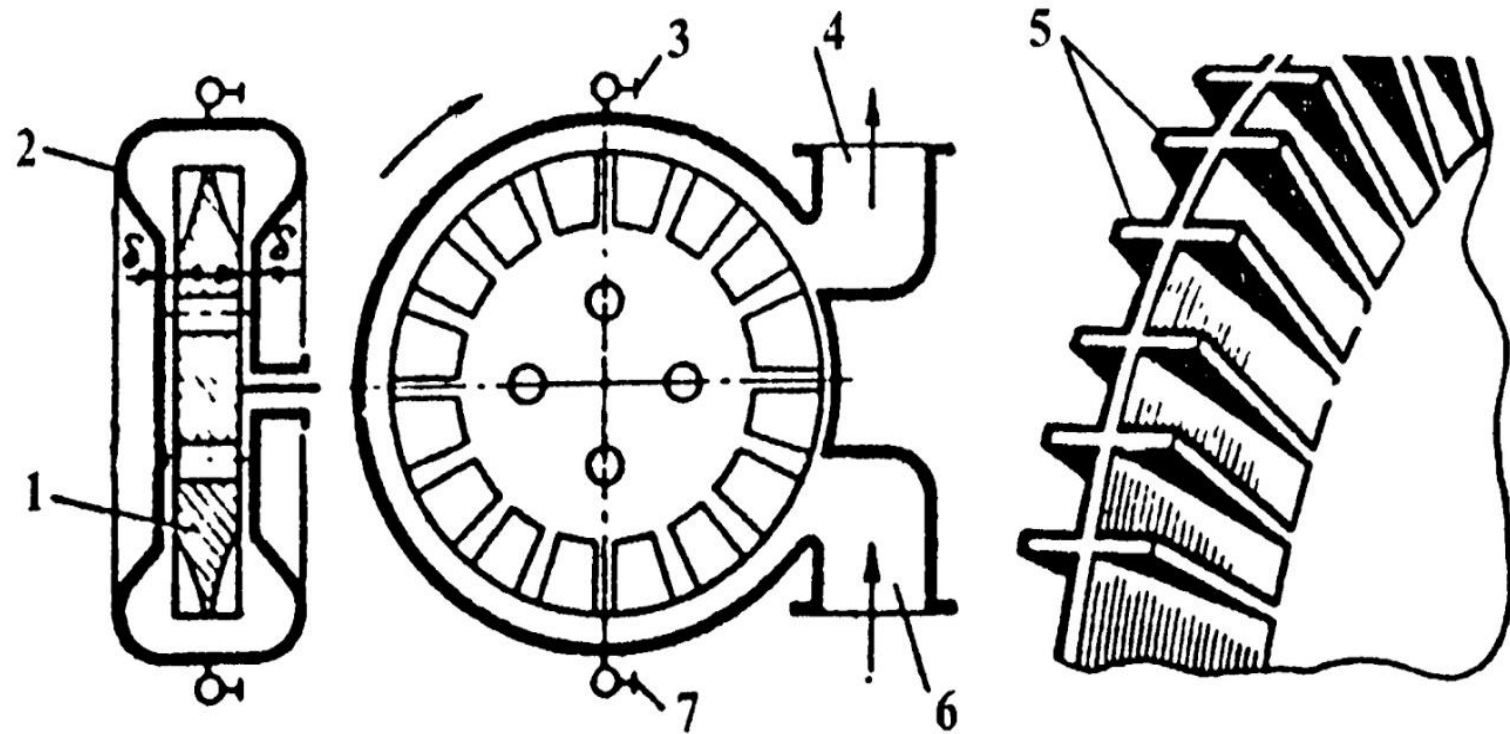
В вихревых насосах ключевым рабочим элементом выступает крыльчатка, лопасти которой по отношению к оси находятся в наклонном или радиальном положении. Конструкция оборудования предполагает, что внутри рабочей камеры между лопастями и стенками корпуса зазоры практически отсутствуют. Сама камера имеет цилиндрическую форму.

Принцип действия вихревого насоса основан на вращении крыльчатки, которое приводит к образованию внутри рабочей камеры центробежных сил. Всасываемая жидкость внутри под действием этой силы направляется в выходной патрубок под достаточно сильным напором. Вихревые насосы отличаются от классических центробежных по нескольким параметрам:

- перекачиваемая среда всасывается в камеру в небольшом количестве и впоследствии движется по образованным крыльчаткой пазам в процессе вращения;
- жидкость, которая попала в пазы рабочего колеса после всасывания, движется к центральной части диска и по периферии, создавая зону пониженного давления, что позволяет жидкости всасываться внутрь рабочей камеры;
- цикличность процесса перекачки приводит к постепенному увеличению напора жидкостного потока.

Вихревой насос применяется в случаях, когда нужно под большим напором обеспечивать подачу сравнительно небольшого количества жидкости.

Эксплуатируются исключительно с неабразивной жидкостной средой.



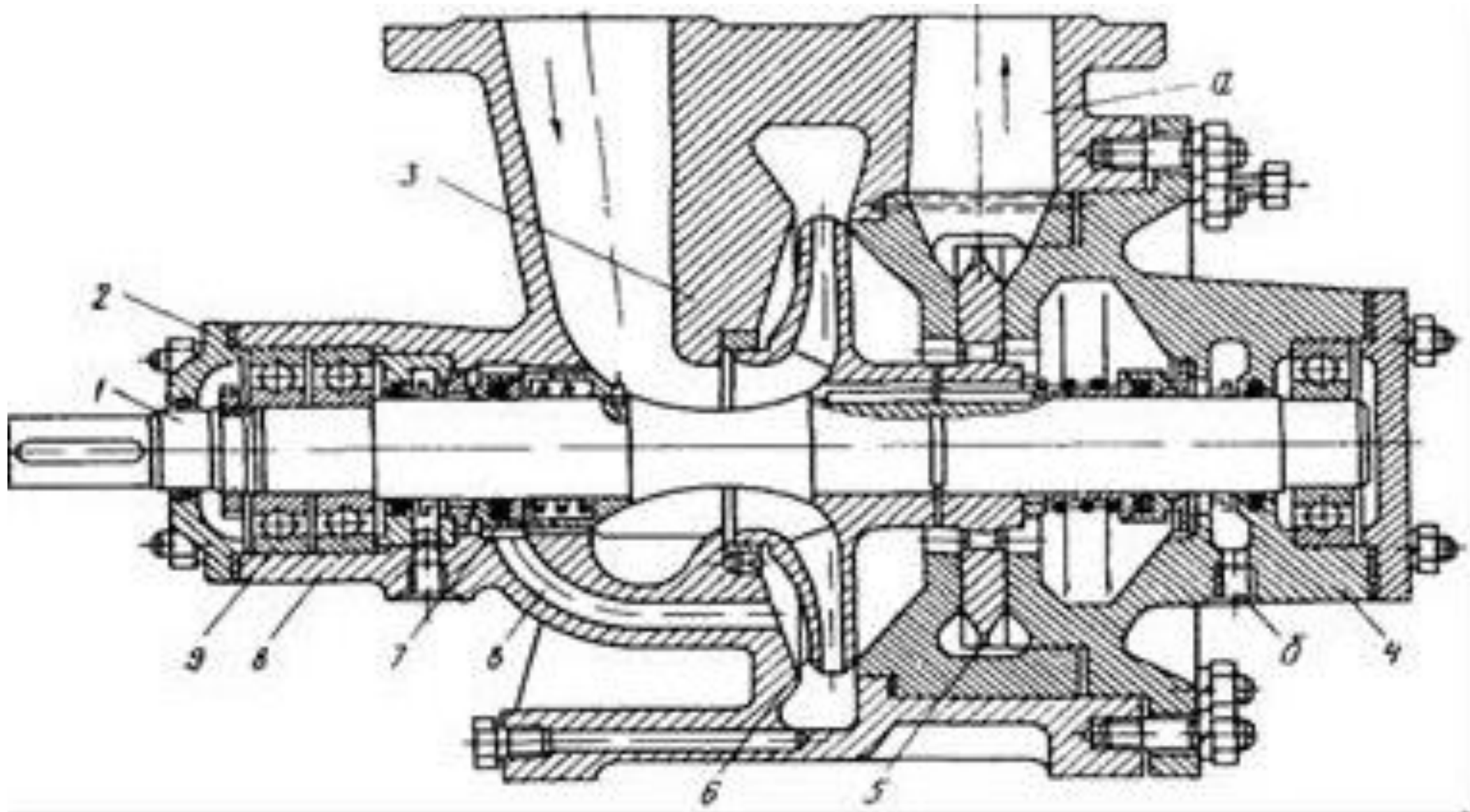
Вихревой насос — **динамический насос трения**,

в котором жидкость получает энергию в результате её завихрения вращающимся рабочим колесом и перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении.

Вихревые насосы типа *В* (вихревой), *ВС* (вихревой самовсасывающий), *ВО* (вихревой охлаждаемый или обогреваемый) — одно- и многоступенчатые.

Они применяются в системе охлаждения вспомогательных дизелей, в водоопреснительных установках, в качестве питательных насосов вспомогательных паровых котлов (многоступенчатые).

Комбинированный центробежно-вихревой насос (см. след. слайд) состоит из центробежного и вихревого колёс, посаженных на один вал. К нему относят насос типа ЭСН (электрический самовсасывающий насос), который применяют в судовых санитарных системах. При запуске вихревое колесо отсасывает воздух, обеспечивая сухое всасывание.



Центробежно-вихревой насос: 1-вал; 2-крышка; 3-корпус насоса; 4-8-корпус подшипников; 5-вихревое колесо; 6-центробежное колесо; 7-уплотнение; 9 - шариковый подшипник;

Фото: ступень
вихревого насоса с
поломанными
лопастями рабочего
колеса (крыльчатки):



Вихревые насосы *применяются в системе охлаждения вспомогательных дизелей, в водоопреснительных установках, в качестве питательных насосов вспомогательных паровых котлов (многоступенчатые).*

По экономичности эти насосы значительно уступают поршневым малой производительности, но простота конструкции, небольшое количество частей, отсутствие клапанов и надежность способствовали их распространению.

Поскольку в подобном оборудовании используется **не крыльчатка, а импеллер, это устройство создаёт напор наподобие эжекторного устройства.**

Это способствует тому, что агрегат может поднимать воду со скважины глубиной более 15-20 м, чего нельзя сказать о центробежном насосе без эжектора.

Насосное оборудование вихревого типа можно разделить на два вида:

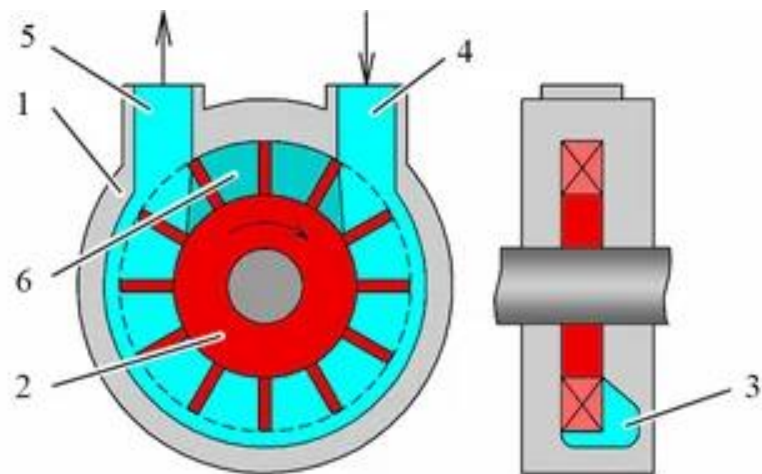
- открыто-вихревые агрегаты;
- закрыто-вихревые насосы.

Насосы первого типа имеют:

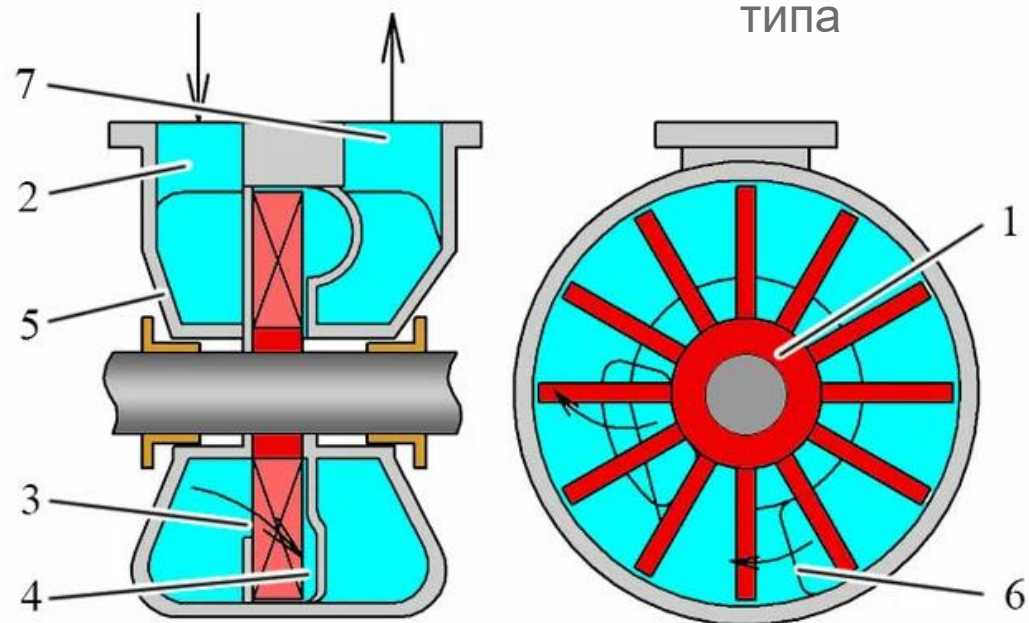
- удлинённые лопатки рабочего колеса;
- уменьшенный диаметр рабочего колеса в сравнении с просветом рабочего канала;
- кольцевой канал в приборе соединён с напорным отверстием.

Закрыто-вихревые агрегаты отличаются таким строением:

- укороченные лопатки, установленные под разным углом наклона (наклон вперёд, загиб назад либо под определённым углом назад или вперёд);
- диаметр рабочего колеса равен просвету рабочего канала;
- кольцевой канал имеет непосредственное соединение с входным и выходным отверстием.



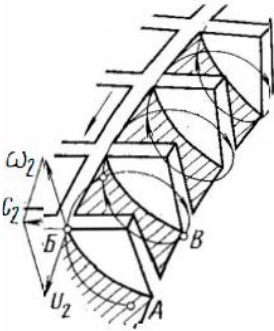
Вихревой насос закрытого типа



Устройство вихревого насоса открытого типа

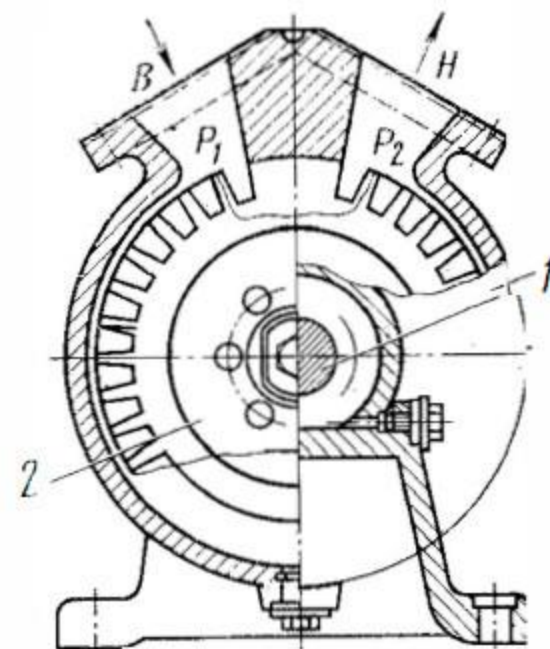
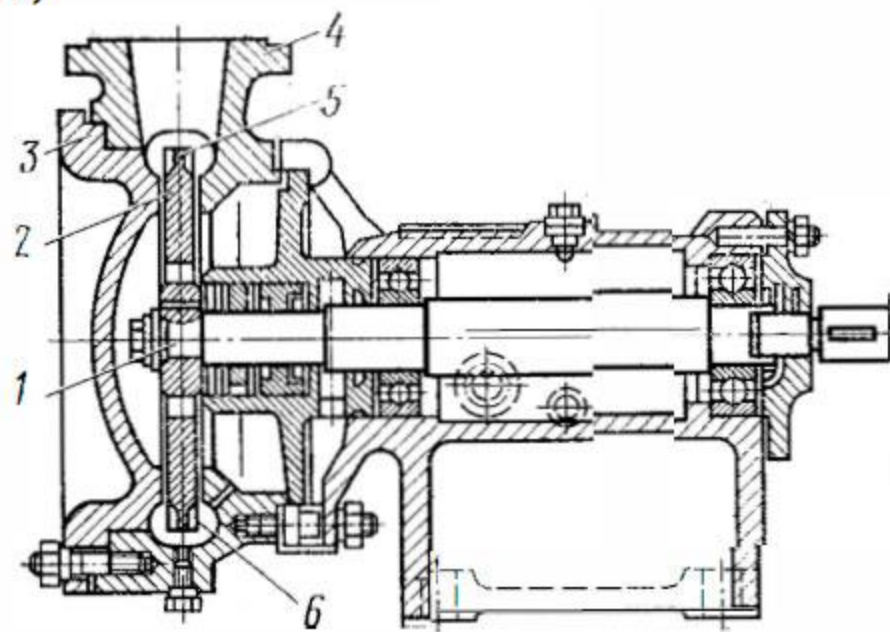
Вихревой насос с открытым каналом имеет рабочее колесо 2, сидящее на валу 1 с радиальными лопастями 5 на периферии. Меж лопастное пространство может быть разделено диаметральной перемычкой (как это выполнено на рис. 120, 6). Рабочее колесо расположено в корпусе 4, закрытом боковой крышкой 3.

Частицы жидкости, попавшие в межлопастное пространство, приходят во вращательное движение и по периферии рабочего колеса выбрасываются в периферийный кольцевой канал 6 со скоростями c_2 (см. рис. 120, 6). Из периферийного канала они попадают в межлопастное пространство колеса меньшего диаметра взамен частиц, выброшенных колесом, которые, имея в канале корпуса меньшую окружную скорость, чем колесо, могут многократно попадать в межлопастное пространство, образуя относительно колеса винтовую вихревую траекторию, изображенную на рис. 120, 6. Винтовая траектория частиц относительно неподвижного корпуса насоса показана на рис. 120, в. Многократное попадание частиц в межлопастные каналы по окружности рабочего колеса объясняет постепенное нарастание давления, пропорциональное длине периферийного канала 6 в корпусе насоса. Частицы жидкости, выброшенные из колеса с большими скоростями, перемешиваются с частицами в канале 6. Смешение сопровождается передачей энергии потоку.

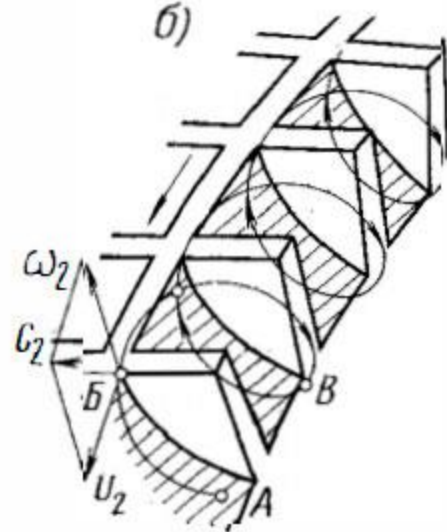


Благодаря многократному приращению энергии жидкости вихревой насос создает в два — четыре раза больший напор, чем центробежный, при одинаковых диаметре и частоте вращения. В этом состоит преимущество вихревых насосов.

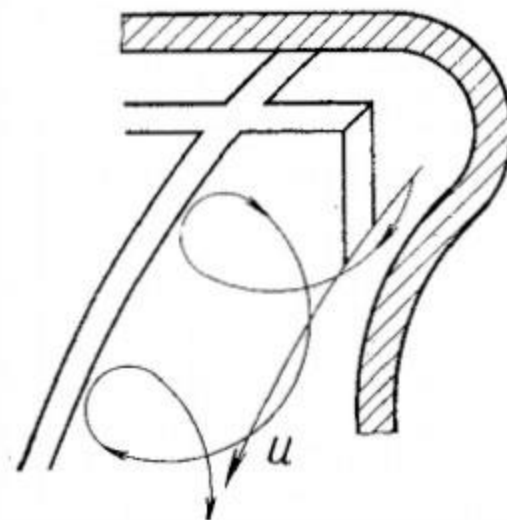
a)



б)



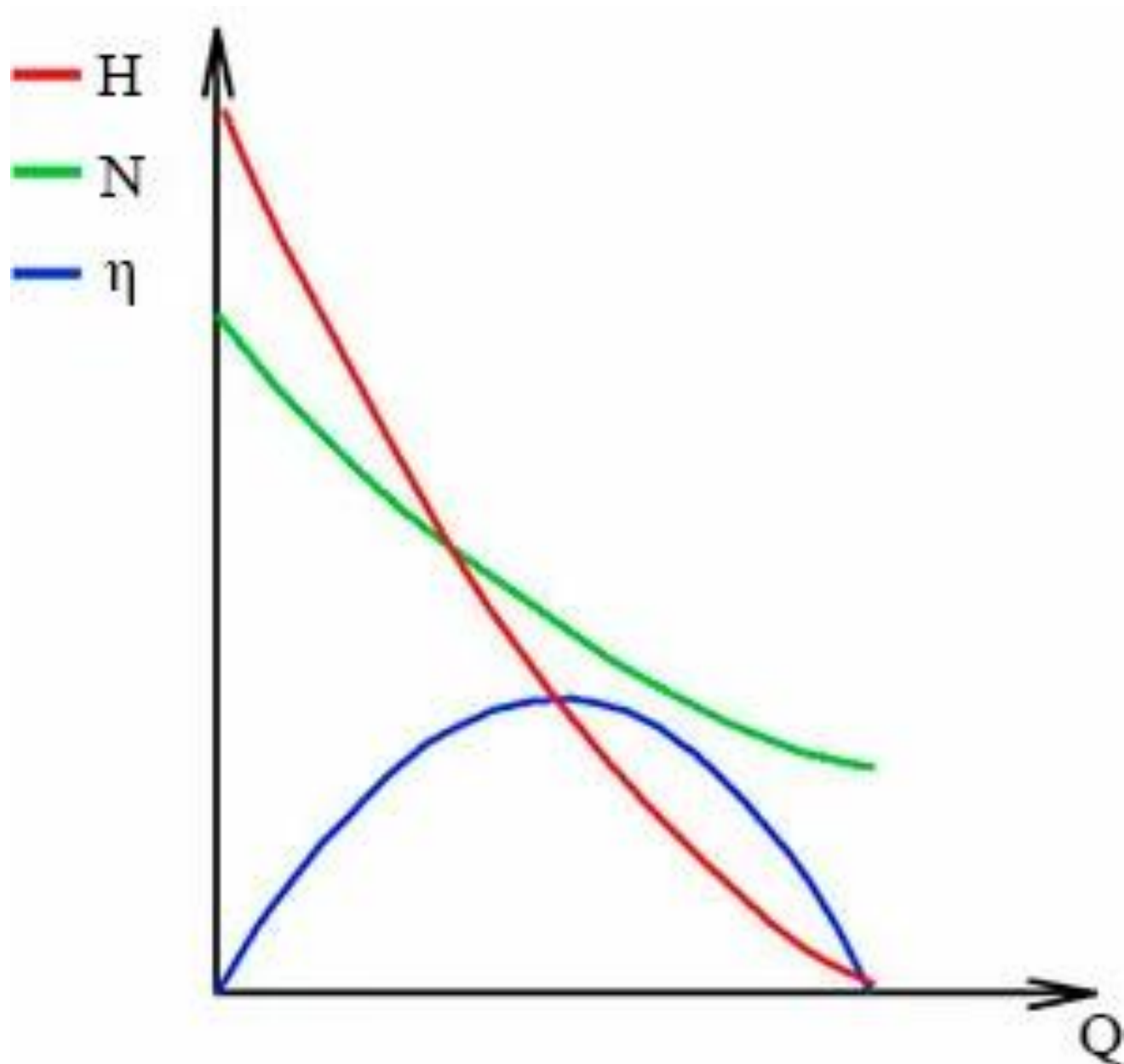
в)







Вид характеристик вихревого насоса показан на рисунке



Вспомним уже прочитанный материал – видим, что вид характеристики к вихревого насоса напоминает характеристики осевого ЦБ насоса!



Вихревые насосы **почти не применяют для перекачки вязких жидкостей**, так как при этом у них резко уменьшается напор и возрастает потребляемая **мощность**.

Преимущества вихревых насосов:

- компактность - малый вес и габариты;
- хорошее всасывание.
- простота конструкции;
- высокий напор - в 3-4 раза выше, чем у центробежных насосов.

Недостатки вихревых насосов:

- низкий КПД - 0,3-0,4
- нецелесообразность использования вихревых агрегатов для перекачивания воды, содержащей абразивные фрагменты, поскольку это приводит к падению давления, КПД и быстрому изнашиванию внутренних элементов устройства.

В соответствии с ГОСТом вихревые насосы маркируют буквами и цифрами, которые характеризуют модель насоса. Например, буква В обозначает вихревой, если буква С самовсасывающий.

Техническое обслуживание. Пуск вихревого насоса производят **при открытых всасывающем и нагнетательном клапанах**. Перед пуском насоса необходимо провернуть агрегат вручную на 1,5-2 оборота и убедиться в отсутствии задевания ротора; залить перекачиваемую жидкость до появления её из отверстия выхода воздуха.

Насосы с напорным колпаком заливки всасывающего трубопровода не требуют, однако насос должен быть залит. **Пуск сухого насоса, даже на короткое время, запрещается.** Подготовив насос, пускают электродвигатель.

При остановке насоса закрыть нагнетательный и всасывающий клапаны. Вихревой насос при его эксплуатации постоянного наблюдения не требует.

ТО вихревого насоса включает внешний осмотр и проверку:

- соединений всасывающего и нагнетательного трубопроводов;
- сальникового уплотнения;
- крепления фундаментных болтов;
- центровку насоса к электродвигателю.

Так как у вихревых насосов при уменьшении подачи резко возрастают напор и потребляемая мощность, необходимо внимательно следить за работой **предохранительно-перепускного клапана**. Действие этого клапана нужно **проверять не реже одного раза в месяц**.

Уход за вихревым насосом при эксплуатации, неполадки в работе, причины их возникновения и способы устранения такие же, как у центробежных насосов.

Из! ->



Функция: Судовые механические установки на уровне управления

Длительная работа винтового насоса при закрытом напорном трубопроводе

Выберите один ответ:

- ☐ Допускается при минимальном напоре
- ☐ Допускается при циркуляции перекачиваемой жидкости через перепускной клапан
- ☒ Не допускается ✓

Регламентирующий документ:

Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций (РД 31.21.30-97), ч.VII, п. 4.3

Примечание:

Не допускается длительная работа насоса при закрытом напорном трубопроводе, когда перекачиваемая жидкость полностью циркулирует через перепускной клапан

Правильный ответ: Не допускается

Работа вихревого насоса без жидкости

Выберите один ответ:

- ☐ Запрещается
- ☐ Разрешается в аварийных случаях
- ☐ Разрешается

Регламентирующий документ:

Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций (РД 31.21.30-97), ч.VII, п. 3.2

Примечание:

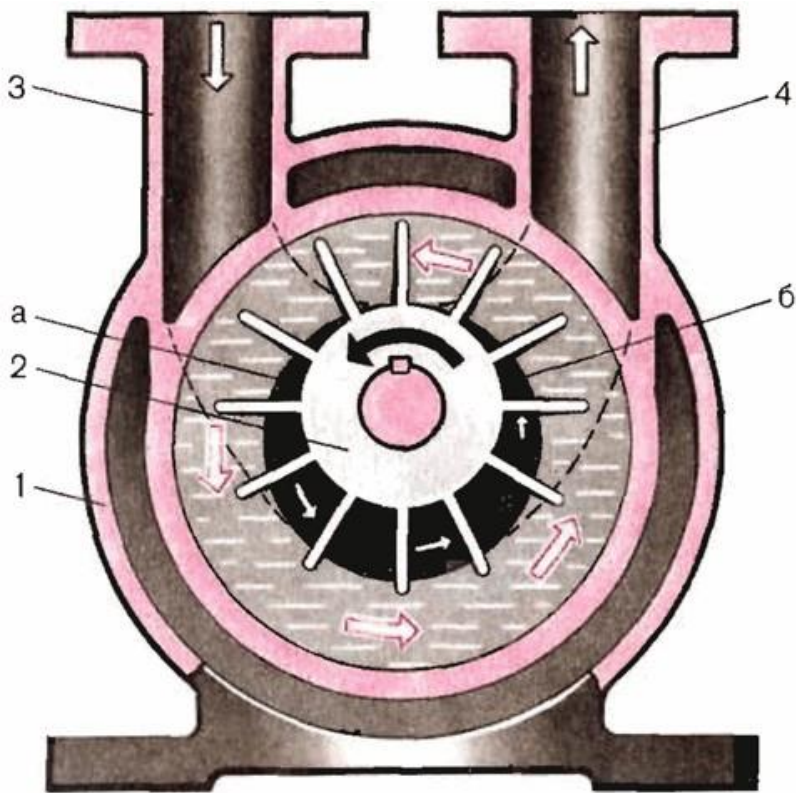
Во время работы насоса необходимо:

1. вести наблюдение за показаниями контрольно-измерительных приборов: значительное колебание стрелки манометра на нагнетательном трубопроводе указывает на наличие в насосе воздуха; резкие изменения в показаниях амперметра при неизменяющихся показаниях манометров могут свидетельствовать о механических неисправностях насоса: заедании в подшипниках, в уплотнениях колес, сальниках, вакуумном устройстве;
2. следить за температурой подшипников, не допуская их чрезмерного нагревания;
3. следить за состоянием сальниковой набивки по просачиванию перекачиваемой жидкости;
4. периодически открывать краники на корпусе насоса (при их наличии) для удаления воздуха. Работа насоса без жидкости запрещается

Правильный ответ: Запрещается

Водокольцевые насосы

Для создания разрежения в закрытых емкостях используют наряду со струйными и водокольцевые насосы. Их относят к объемным насосам, в которых изменение объема рабочей камеры достигается путем смещения положения внутренней поверхности жидкостного кольца относительно лопаток ротора. Насос (рис.) состоит из цилиндрического корпуса 1 со всасывающим 3 и нагнетательным 4 патрубками. Внутри корпуса эксцентрично смонтирован ротор 2. В корпус насоса заливают воду. При вращении лопасти ротора отбрасывают воду к стенкам корпуса, образуя вращающееся водяное кольцо. Серповидное пространство между внутренней поверхностью водяного кольца и ступицей ротора составляет рабочую камеру насоса. Если ротор вращается против часовой стрелки, то поверхности водяного кольца слева, как показано на рис. 148, удаляются от полости а камеры. Свободный объем образующий, между лопастями ротора заполняется по патрубку 3 воздухом, а через полость б камеры нагнетается в патрубок 4



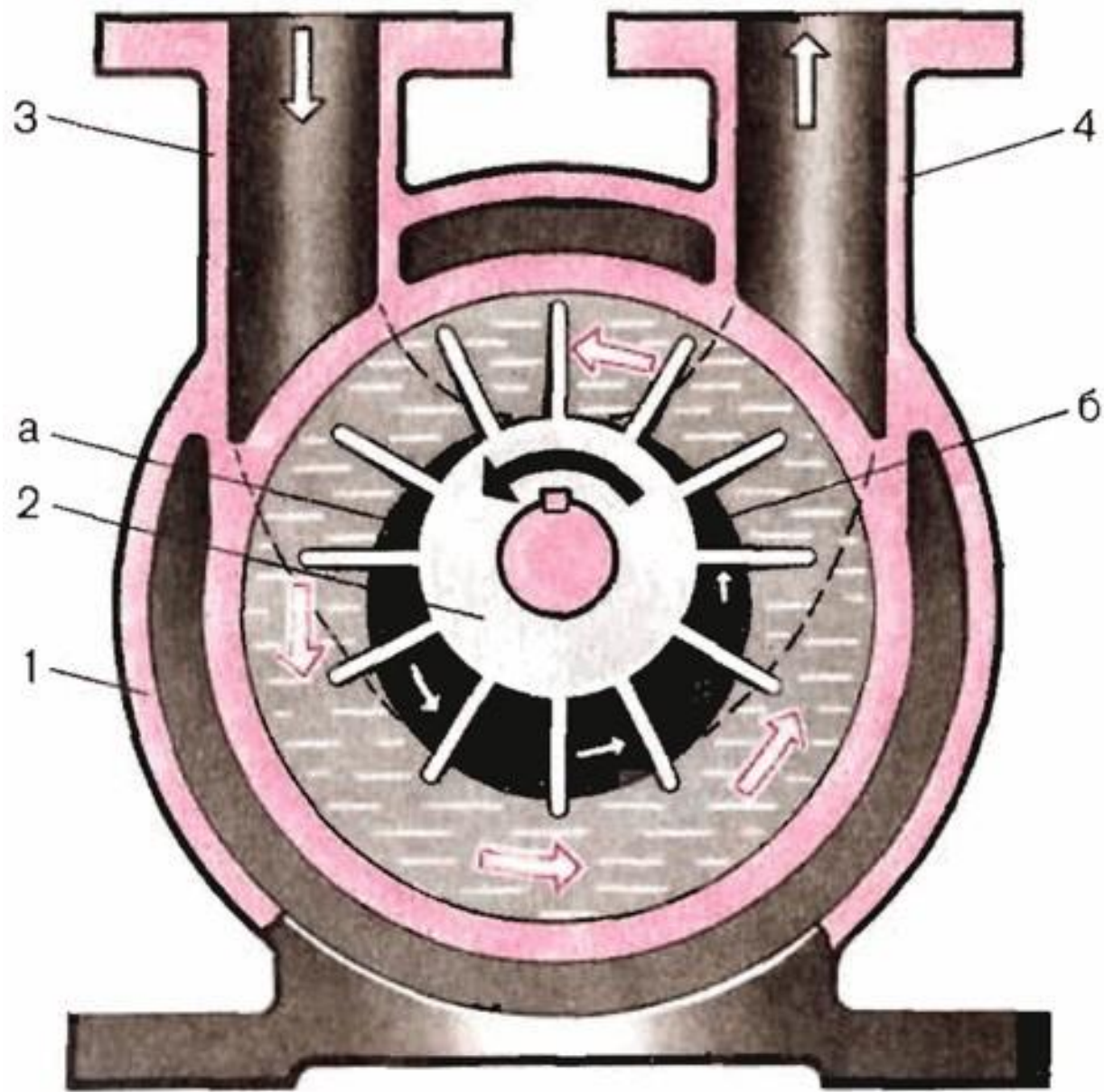
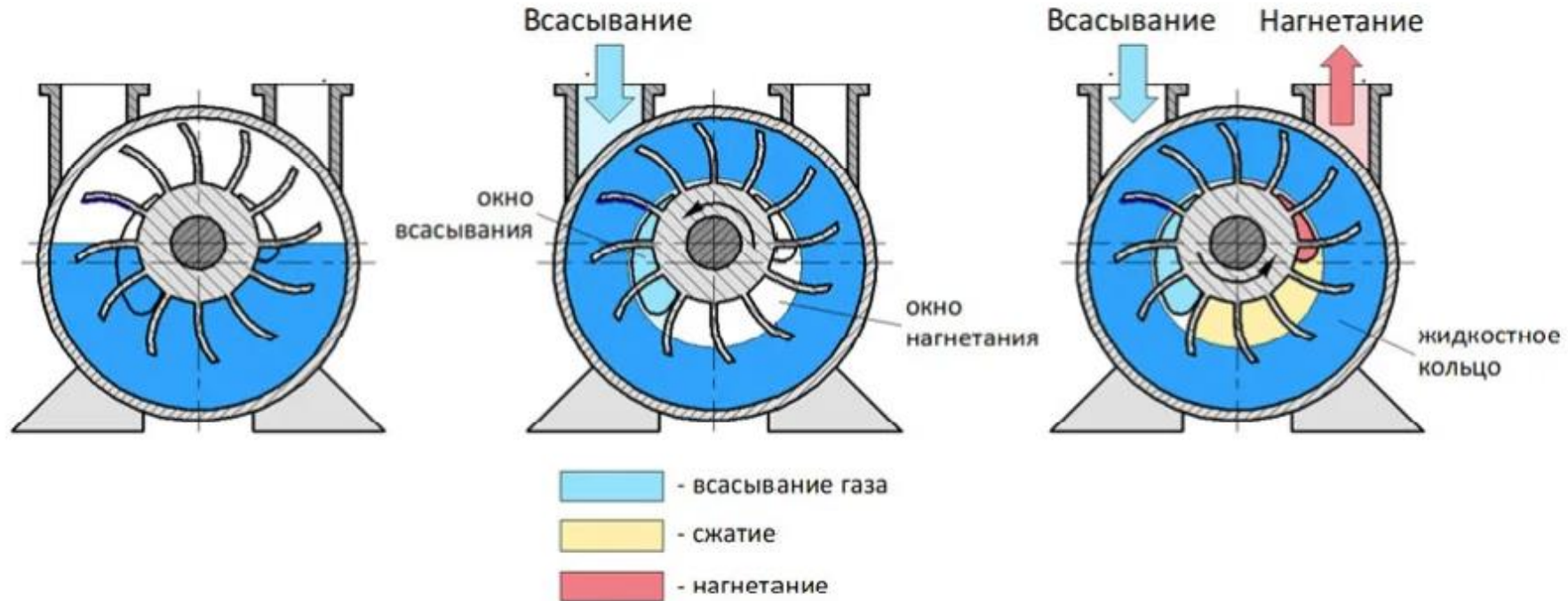


Рис. Водокольцевой вакуум-насос ВВН

Схема и устройство водокольцевых вакуумных насосов

В цилиндрическом корпусе с эксцентриситетом установлено литое рабочее колесо, состоящее из ступицы и загнутых лопаток



Принцип работы такого насоса и дал ему это название. В корпусе аппарата расположен ротор, и содержится определенное количество жидкости. Когда насос запускается, ротор начинает вращаться. На роторе находятся специальные лопасти, которые расплескивают жидкость внутри корпуса насоса, когда скорость ротора становится достаточно высокой, жидкость, благодаря центробежной силе, образует вокруг ротора кольцо.

Внутри кольца имеется несколько свободных каналов, которые избавляются от жидкости лопастями ротора. За счет того, что размеры этих каналов меняются и происходит всасывание различных газов. Вода, можно сказать, захватывает и переносит молекулы газов и испарений

Основные общие характеристики водокольцевых насосов:

- Подача водокольцевых насосов достигает 150—170 м³/мин, обеспечиваемый вакуум — 95—97 %.
- Двигатели, которые устанавливаются в такие насосы, как правило, имеют мощность от двух до ста киловатт;
- По размеру и массе такие насосы бывают абсолютно разные, все зависит от его назначения и области использования. Масса насосов может быть меньше сотни килограмм или превышать несколько тонн;
- Достаточно стойко переносят даже грязные испарения.

Водокольцевые насосы используются в **качестве электроприводных вакуум-насосов** испарительных установок, для перекачивания топлива, в системах вакуумного перекачивания и зачистки воды нефтеналивных судов, а также как **вакуумная ступень в центробежных насосах с самовсасыванием.**



LT Water Pump



HFO Buster Pump

САЛЬНИКИ НАСОСОВ



Рис. 30. Сальниковое уплотнение центробежного насоса для подачи осадков:
 а — устройство сальникового уплотнения; б — общий вид сальниковой набивки

Уплотнитель состоит из нескольких отдельных колец, нарезанных из шнура сальниковой набивки (рис. 30, б). Большинство выпускаемых мягких сальниковых набивок представляют собой волокнистую сплетенную основу, пропитанную смазочным материалом с добавлением антифрикционного вещества (графита, талька и др.).

В процессе работы насоса к его сальниковому уплотнению непрерывно подводится вода для смазки и охлаждения. В насосах, подающих неагрессивные жидкие среды (техническую воду, воду питьевого качества и т. п.) в уплотнение подается сама перекачиваемая вода из области повышенного давления в корпусе насоса или из напорного трубопровода.

При работе сальникового уплотнения в агрессивных, гидроабразивных и других подобных жидких средах (например, при перекачке осадков) вода в уплотнение подается из системы технического водоснабжения.

С течением времени из сальниковой набивки выделяются жировые и другие вещества, она уплотняется и теряет свою герметичность. По этой причине требуется периодическая подтяжка набивки для обеспечения герметичности уплотнения.

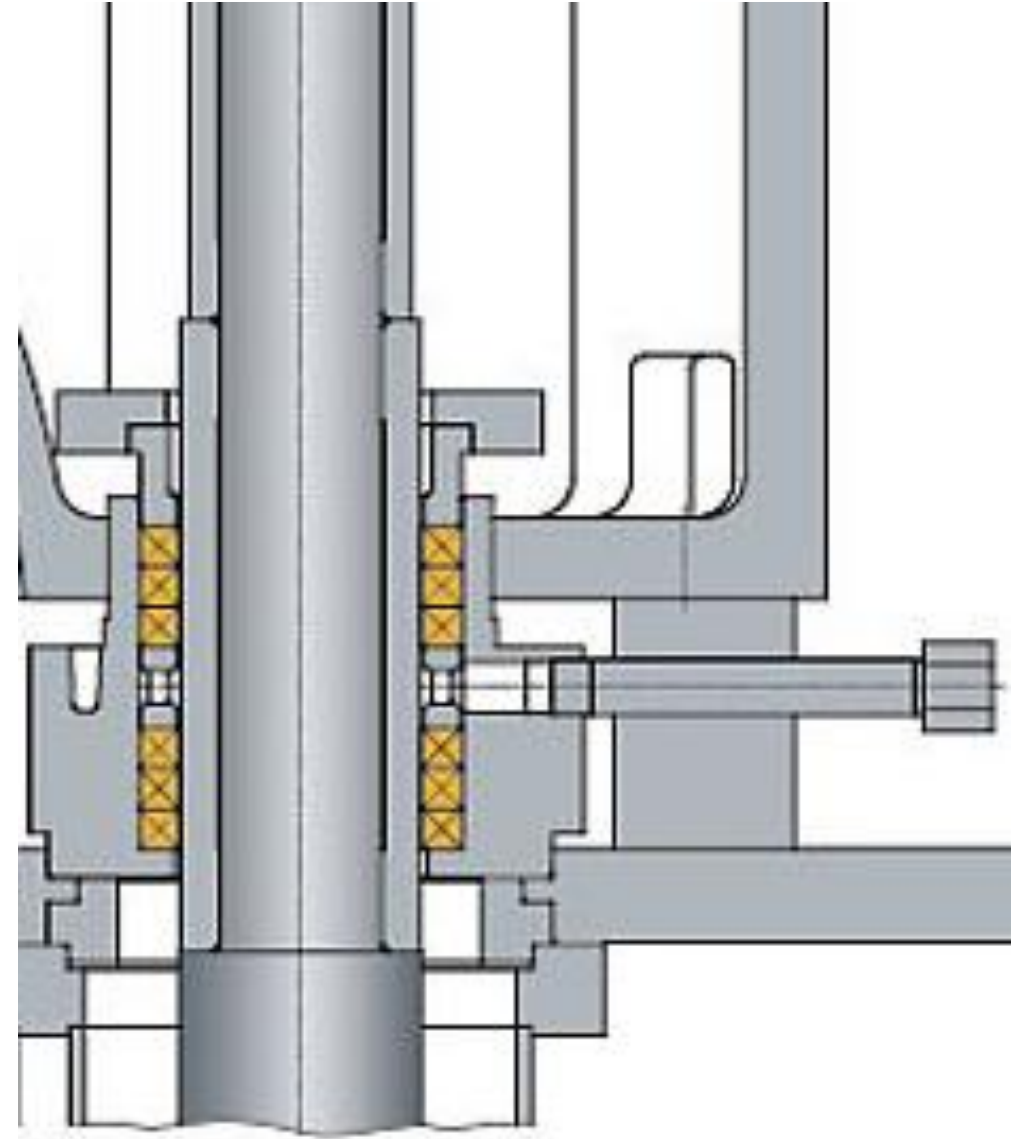
Преимущества сальникового уплотнения — простота конструкции и возможность быстрой замены набивки без разборки насоса. Тем не менее сальниковые уплотнения постепенно вытесняются из конструкций насосов новыми типами уплотнений.

Сальниковая набивка долгое время считалась в технике стандартом. В некоторых случаях ее применение оправдано даже сегодня.

Сальниковая набивка должна иметь постоянную протечку, которая необходима как для смазки, так и для охлаждения самого сальника.

При оптимальной установке сальника минимальная протечка перекачиваемой среды составляет примерно 20 — 40 капель в минуту. Данное количество, прежде всего, зависит от давления, скорости скольжения, среды и температуры.

В середине пакета уплотнения часто устанавливают запорное кольцо с двумя патрубками, через которые производится разбавление и отвод перекачиваемой среды. В зависимости от области применения в набивке используются комбинации различных материалов.





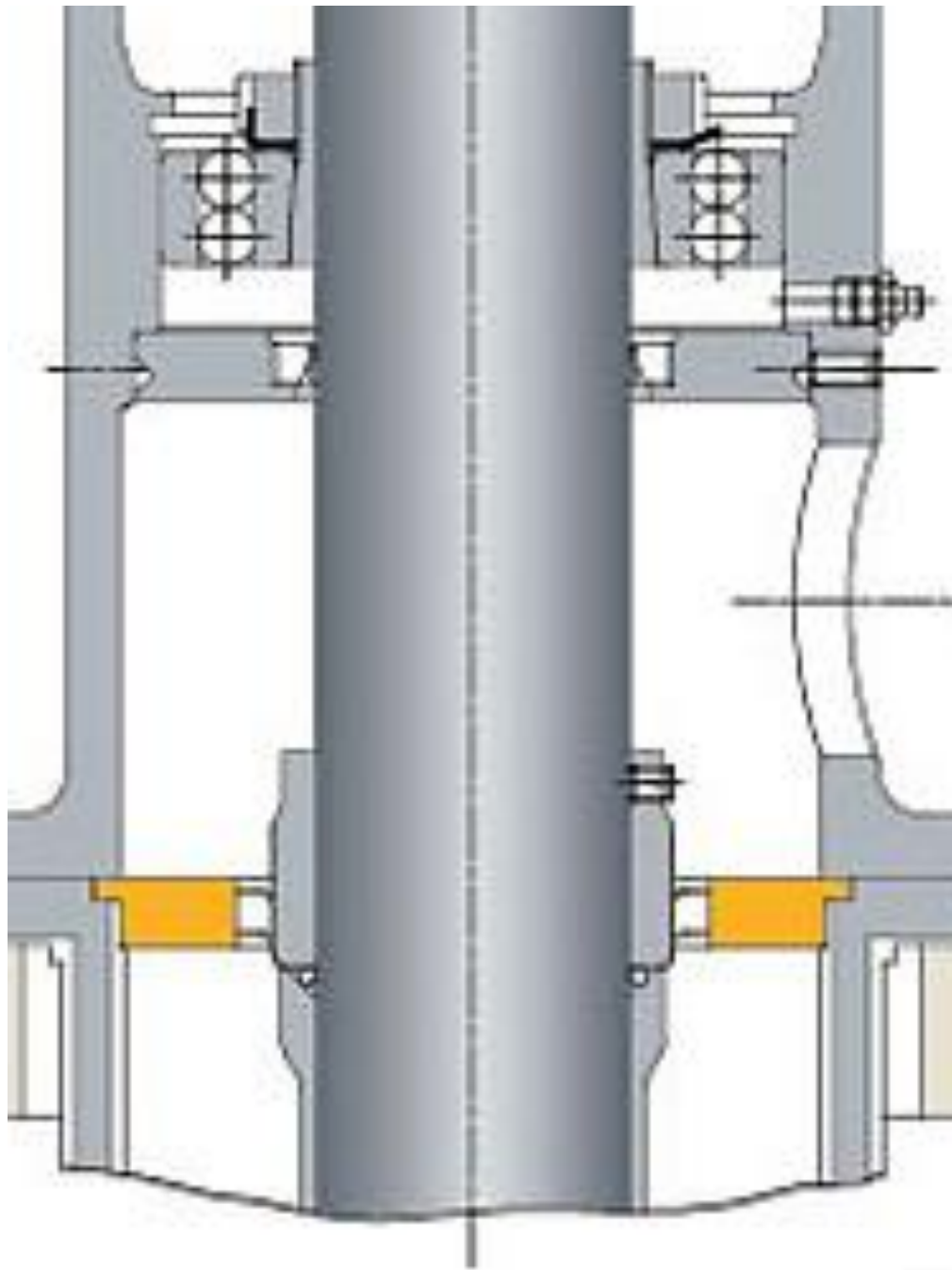
Было решено провести тестирование следующим образом:
Изготовить тестовую втулку с износостойкой наплавкой и установить ее одновременно с оригинальной подсальниковой втулкой на параллельном насосе.
Провести сравнение работы втулок.

Тестовая втулка была изготовлена из стали S355, наплавлена износостойкой наплавкой FIXEL ABR 109, после наплавки рабочая поверхность втулки проточена и шлифована в размер.

Манжетное уплотнение — армированная однокромочная манжета с пружиной, предназначенная для уплотнения вращающихся валов различных механизмов (рис. 31). Манжетные уплотнения из-за своей эластичности и упругости не требуют регулярного обслуживания в отличие от сальниковых уплотнений, которые необходимо периодически подтягивать. Однако **применение манжетных уплотнений в насосах достаточно жестко ограничивают давление перекачиваемой (уплотняемой) жидкой среды в насосе, частота вращения и диаметр вала насоса**. Например, если манжетное уплотнение насоса выдерживает максимальное давление уплотняемой жидкой среды 0,5 атм, то для вала насоса диаметром 25 мм частота его вращения не может быть более 1 300 об/мин, а для вала насоса диаметром 100 мм — более 700 об/мин⁵.



Рис. 31. Устройство манжетного уплотнения центробежного насоса



МАНЖЕТНОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Уплотнение вала этого типа используют, главным образом, на вертикальных насосах для защиты антифрикционных подшипников от брызг воды.

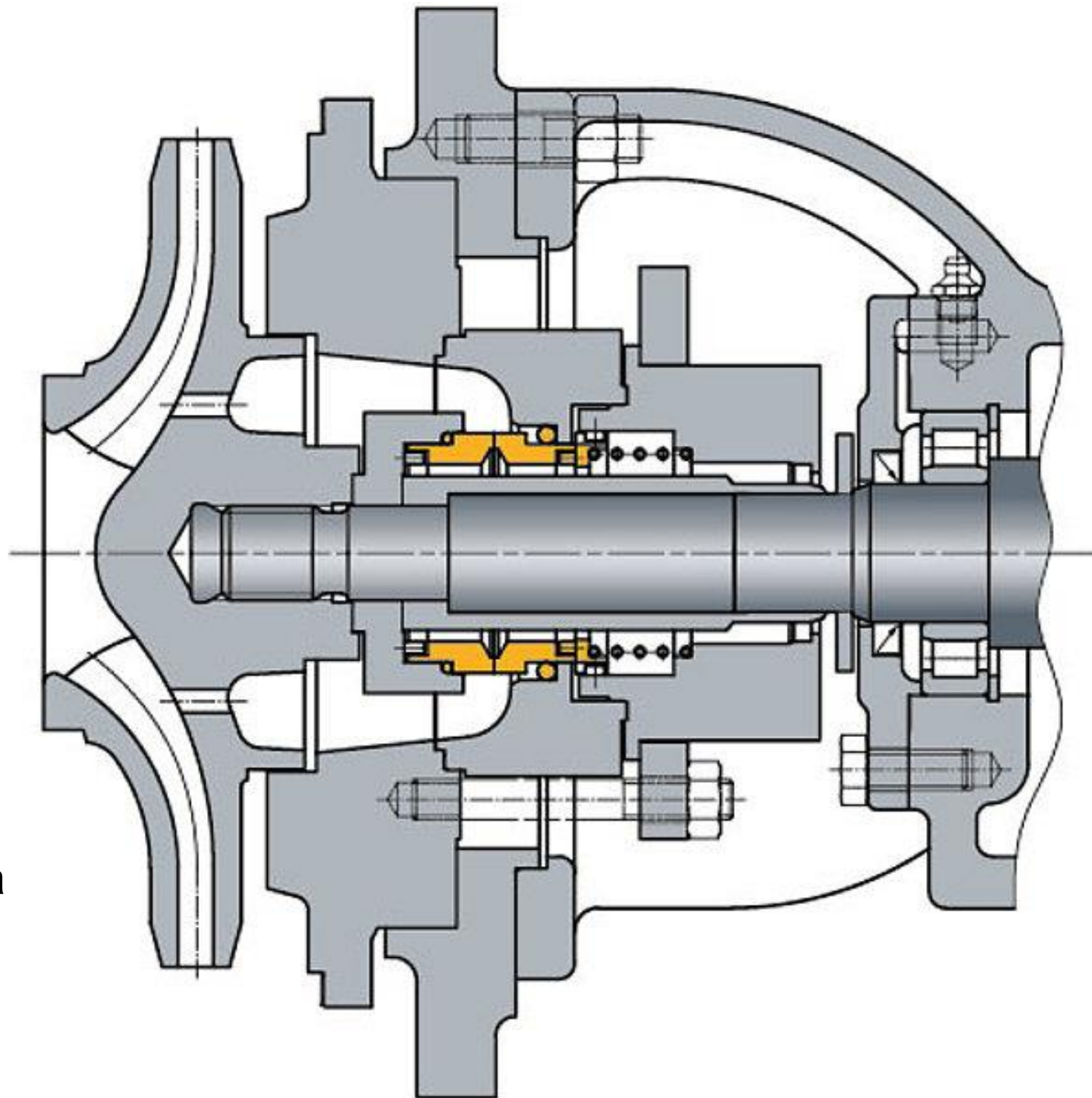
Можно использовать различные манжеты из разных материалов.

Так, например, используются уплотнения вала с оптимальными характеристиками трения, а также манжеты из ПТФЭ с предварительным натяжением, вращающиеся на упрочненных втулках вала. На горизонтальных насосах камеру для подачи среды на атмосферной стороне уплотнения вала обычно уплотняют торцевыми уплотнениями одностороннего действия с манжетой. Этот принцип уплотнения используют также для стационарного уплотнения гидродинамических уплотнений вала.

ТОРЦЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Торцевые уплотнения одностороннего или двухстороннего действия используются для уплотнения сальника вала. Уплотнение обеспечивается с помощью осевых скользящих поверхностей, которые прижимаются друг к другу усилием пружины, что исключает их раскрытие во время остановки насоса.

Неподвижная часть торцевого уплотнения обычно находится в корпусе, а вращающийся узел - на втулке вала. В уплотнительном зазоре между скользящими поверхностями перекачиваемая среда создает смазочную пленку для исключения работы скользящих поверхностей всухую.





Торцовое (механическое) уплотнение состоит из трех элементов: двух колец (вращающегося и неподвижного), образующих плоскую пару трения, и упругого элемента, состоящего из пружины и вторичного упругого элемента (сильфона) и обеспечивающего контакт в паре трения

Торцовые уплотнения по сравнению с сальниковыми уплотнениями характеризуются более длительным сроком службы, повышенной надежностью и герметичностью, меньшей энергоемкостью. Такие уплотнения установлены в большинстве современных насосов. За рубежом торцовые уплотнения составляют 90 % всех видов используемых уплотнений.

О торцовых и гидродинамических уплотнениях

Наиболее широко применяются для уплотнений валов насосов **материалы на основе углерода**. Углеграфитовые материалы изготавливают из кокса, графита, сажи путём термообработки и опрессовывания. Углеродные материалы имеют пористость, поэтому они пропитываются металлами, синтетическими смолами, фторопластами. Для уплотнений с высокой степенью нагруженности используют силицированный графит. Силицированный графит получается пропиткой пористого графита кремнием при температуре выше 2000 °С, недостатком этого материала является хрупкость.

Основными преимуществами **ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ** является **высокая герметичность и долговечность**.

Долговечность обуславливается тем, что *износ трущихся поверхностей колец уплотнения компенсируется перемещением кольца 2 в осевом направлении за счет упругого элемента 3, а также правильным выбором материалов трущихся поверхностей уплотнения.*

К **недостаткам** ТУ можно отнести **внезапность отказа** и невозможность спрогнозировать ресурс работы уплотнения в целом.

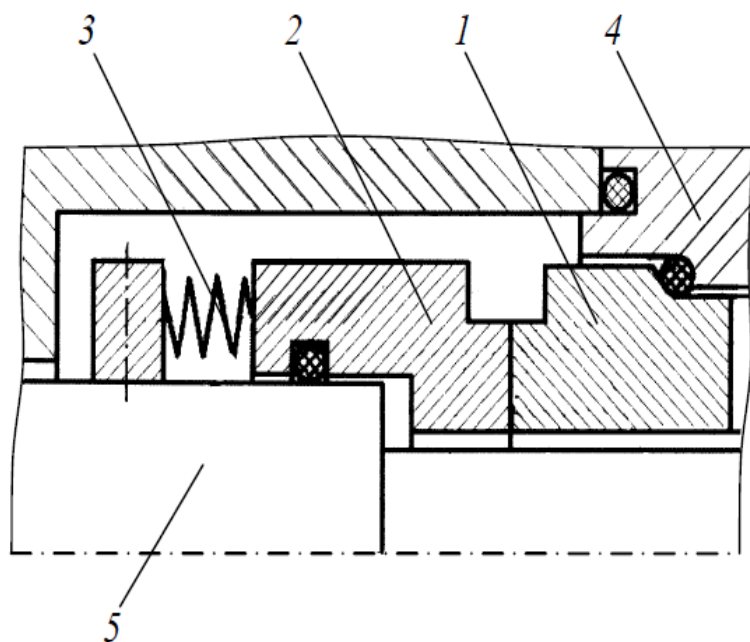


Рисунок 1.1 – Конструкция торцового механического уплотнения



Рисунок 1.2 – Схема возможных протечек в конструкции ТУ

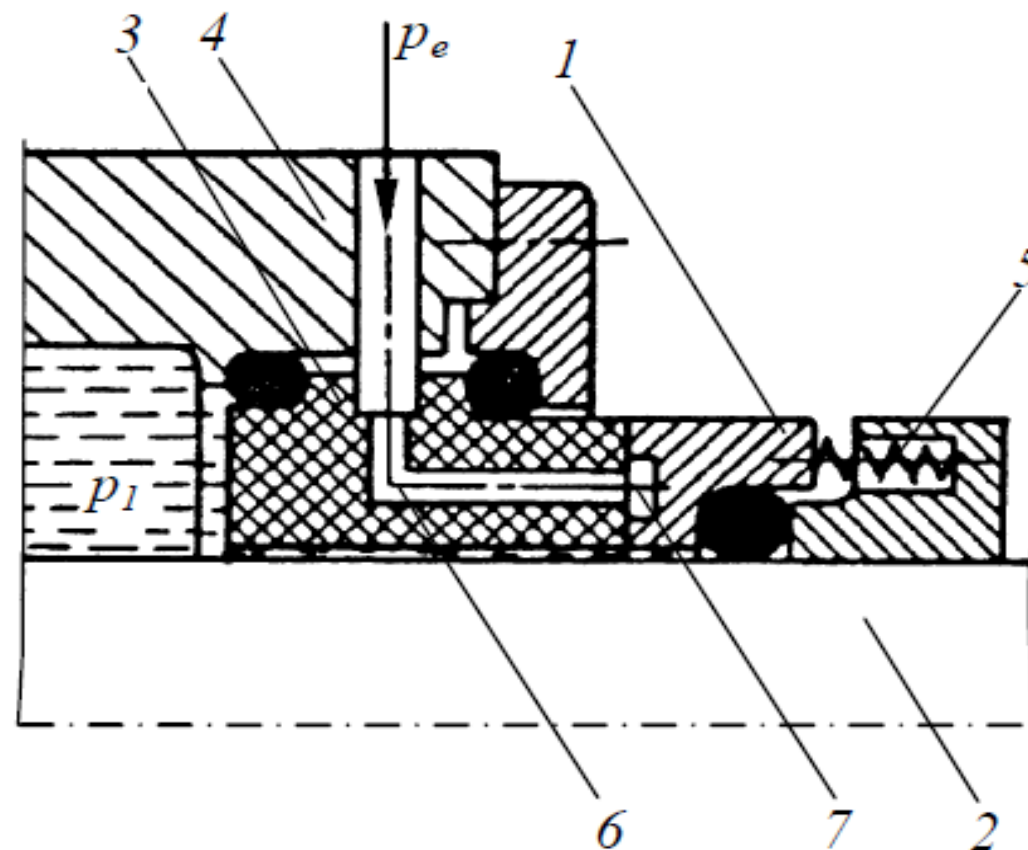
На рисунке 1.1 показана конструкция ТУ. Уплотнение работает следующим образом. Кольцо 1 установлено в корпусе машины 4, кольцо 2 связано с вращающимся валом 5. Торцовая поверхность кольца 1 прижимается к вращающемуся кольцу 2 упругим элементом 3. Герметичность обеспечивается за счёт плотного контакта торцовых поверхностей колец уплотнения. Протечка в такой конструкции ТУ может происходить в двух направлениях: через торцовый зазор между кольцами уплотнения 1 и 2, а также через зазор между кольцом 2 и валом 5.

С увеличением контактного давления герметичность уплотнения повышается, однако при этом увеличиваются потери мощности на трение, в результате чего повышается износ трущихся поверхностей, их нагрев и температурные деформации [7].

Протечкам через зазор между кольцом 2 и валом 5 препятствует уплотнительное резиновое кольцо. На рисунке 1.2 показана схема возможных протечек через традиционную конструкцию ТУ

Гидродинамические торцовые уплотнения применяются с середины 70-х годов 20-го века. Гидродинамические и газодинамические ТУ отличаются только размером уплотнительного пояска. Уплотнения этих типов применяются при высоких давлениях уплотняемой среды и скоростях скольжения. В этих уплотнениях *разделение поверхностей пары трения осуществляется силами, возникающими в результате нагнетания жидкости в сужающуюся часть зазора через расположенные на уплотнительных поверхностях канавки* под действием сил трения

На рисунке показана **простейшая схема** гидростатического ТУ. Кольцо 1 установлено на вал 2, невращающееся кольцо 3 соединено с корпусом 4. Через каналы 6 в неподвижном кольце 3 подается уплотняемая жидкость в карманы 7, из которых подается в зазор между кольцами. *На стоянке жидкость не подается, упругий элемент прижимает* кольцо 1 к кольцу 3, обеспечивая при этом герметичность.



Торцовые уплотнения вала для насосного оборудования общестанционных систем АЭС

В рамках работ по модернизации насосного оборудования общестанционных систем АЭС разработана КД торцовых уплотнений и обслуживающих систем, изготовлены и поставлены на АЭС головные образцы:

- для питательного насоса ПТА 3750-75 энергоблоков ВВЭР-1000 (замена щелевого уплотнения);
- для питательного насоса ПЭА 850-65 энергоблоков ВВЭР-440 (замена сальникового уплотнения);
- для питательного насоса ПЭА 1650-75 энергоблоков РБМК-1000 (замена щелевого уплотнения);
- для аварийно-питательного насоса ПЭА 250-75 энергоблоков РБМК-1000 (замена сальникового уплотнения).



Модернизация эксплуатирующегося насосного оборудования, поставка торцовых уплотнений.



ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ УПЛОТНЕНИЕ ВАЛА

ITT RHEINHÜTTE Pumpen GmbH

Гидродинамическое уплотнение вала работает бесконтактным способом и без износа деталей.

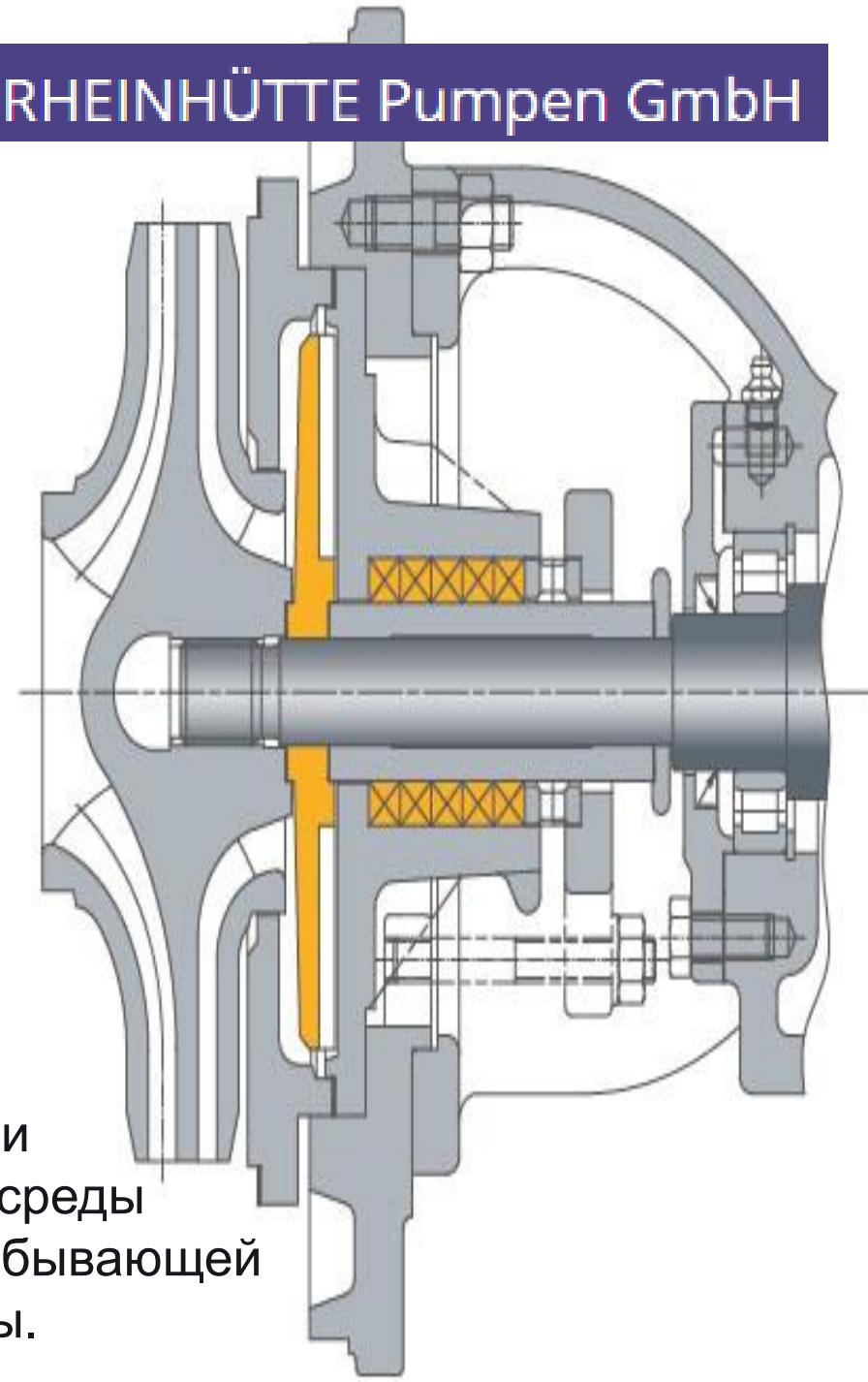
Пояснения – след.слайд...

Оно не требует никакого технического обслуживания и пригодно для длительной эксплуатации.

Гидродинамическое уплотнение вала **начинает полностью функционировать только во время работы насоса. После выключения насоса стояночное уплотнение** надежно перекрывает протечку перекачиваемой среды из прохода вала наружу.

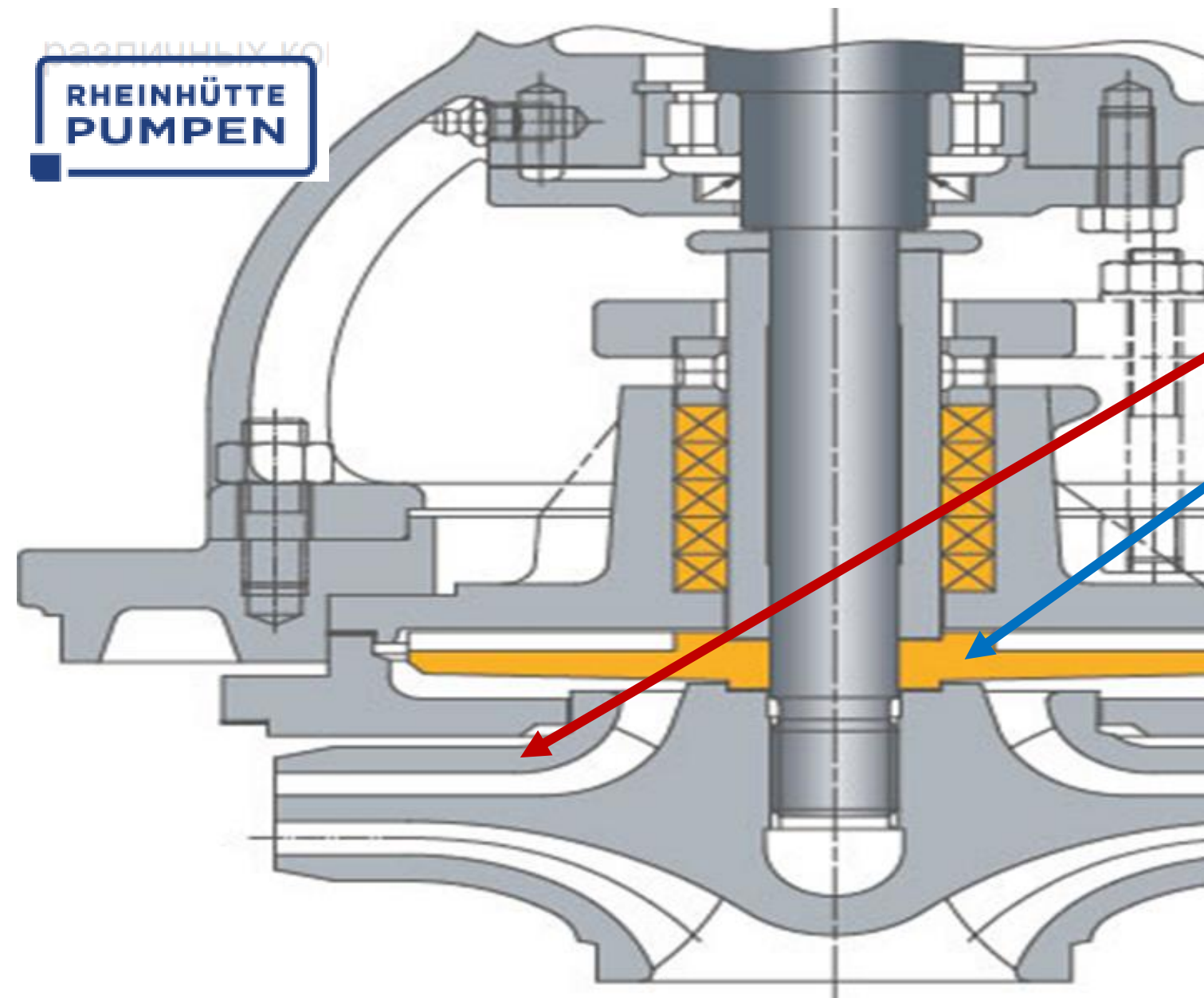
Для этого используется обычный сальник с пневматической системой или механически регулируемый кольцевой клапан различных конструкций.

Гидродинамическое уплотнение вала с некоторыми исключениями подходит для уплотнения вала насосов, перекачивающих чистые среды или среды с наличием твердых включений как в химической и добывающей промышленности, так и в технологиях охраны окружающей среды.



Гидродинамическое уплотнение

RHEINHÜTTE
PUMPEN



С помощью лопаток, установленных на тыльной стороне крыльчатки и последовательно установленного отбойного колеса давление в проходе вала насоса гидродинамически выравнивается.

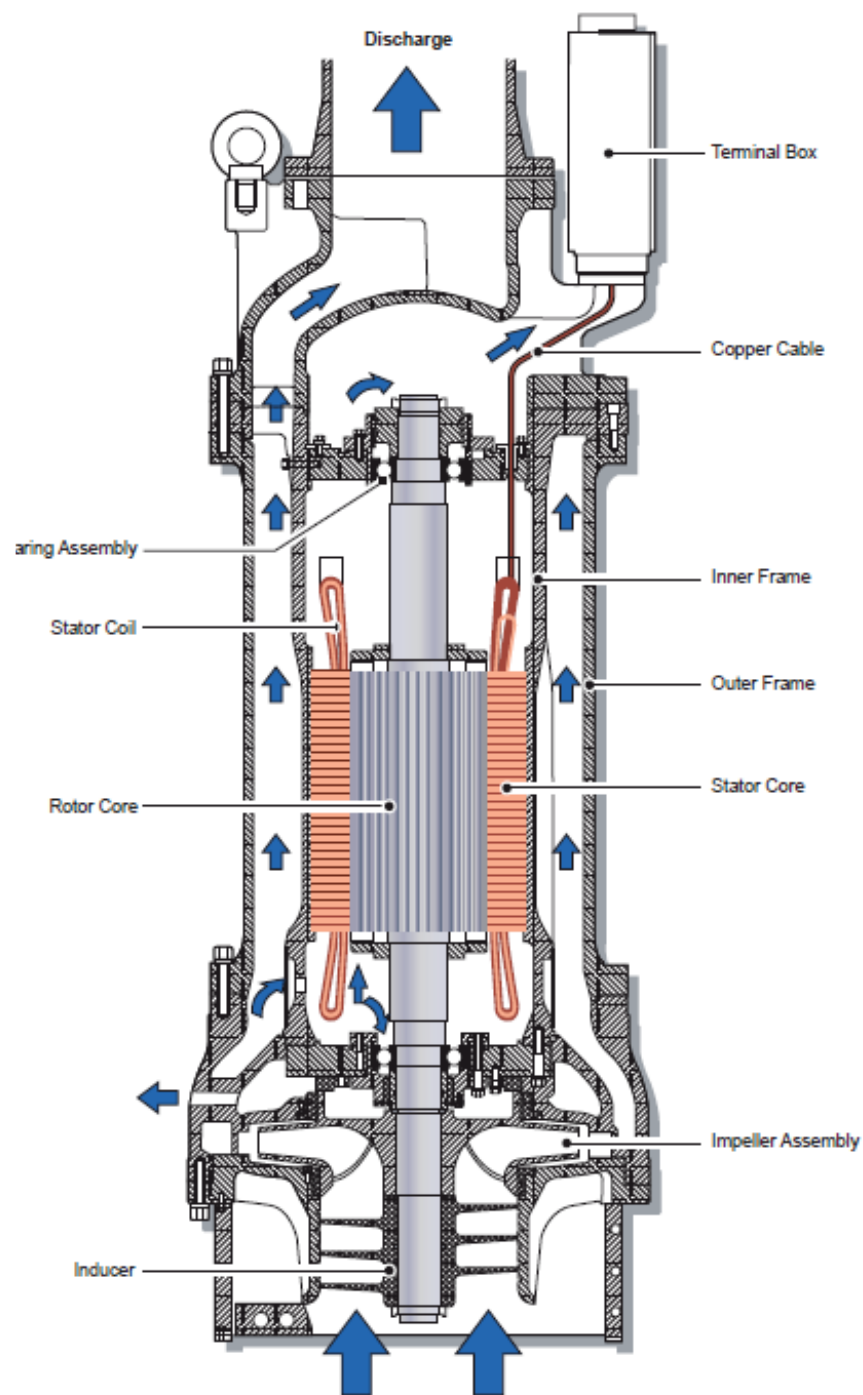
Перекачиваемая среда в проход вала не попадает. При работе насоса **отбойное колесо создает кольцо из жидкости, которое отсекает внутреннее пространство насоса от протечки среды в атмосферу.**

Существуют также два типа насосных агрегатов
без уплотнений —
герметичные и магнитные насосные агрегаты.

Герметичный насосный агрегат — насосный агрегат, у которого полностью исключен контакт подаваемой жидкой среды с окружающей атмосферой. У такого агрегата насос и электродвигатель размещены в одном корпусе. При этом подаваемая жидкая среда охлаждает ротор и статор.

Герметичные насосные агрегаты компактны и бесшумны, но имеют низкое значение КПД (не более 50 %). Они нашли свое применение для циркуляции воды в системах теплоснабжения.

Также – см. след. слайды – в грузовых насосах танкеров-газовозов

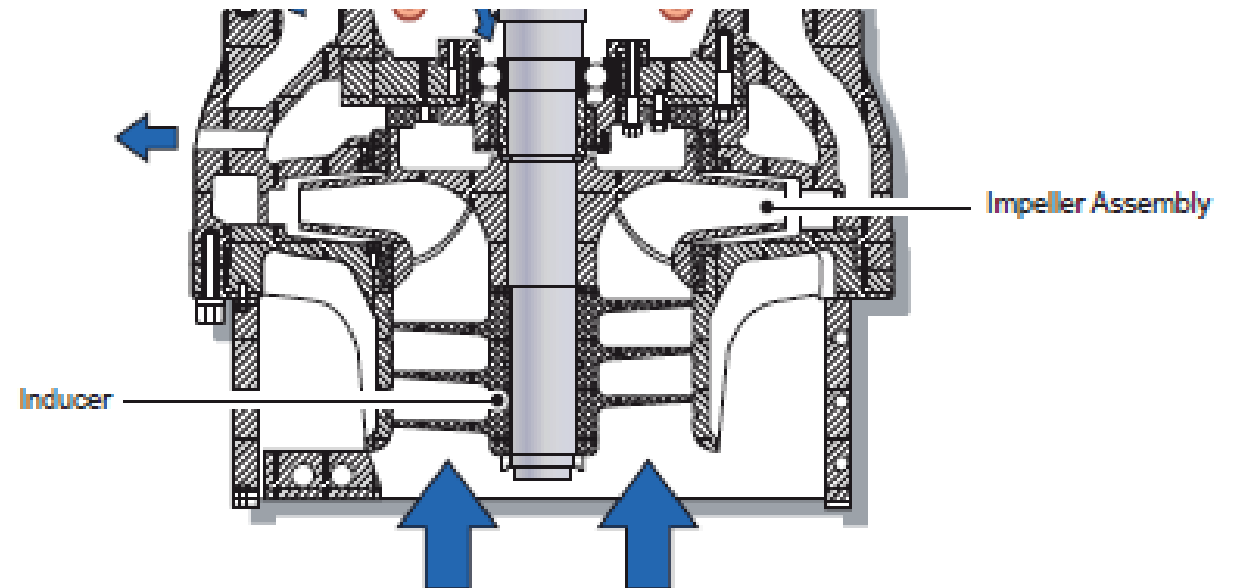


Pump

Capacity	2050	m ³ /h
Total Head	170	m
Suction Head	-	m
Liquid Name	LNG	
Temperature	-163	°C
Specific Gravity	0.5	
Minimum Flow	820	m ³ /h

Motor

Output	700	kW
Synchronous Speed	1800	min ⁻¹
Electric Source	AC 6600 V 60	Hz

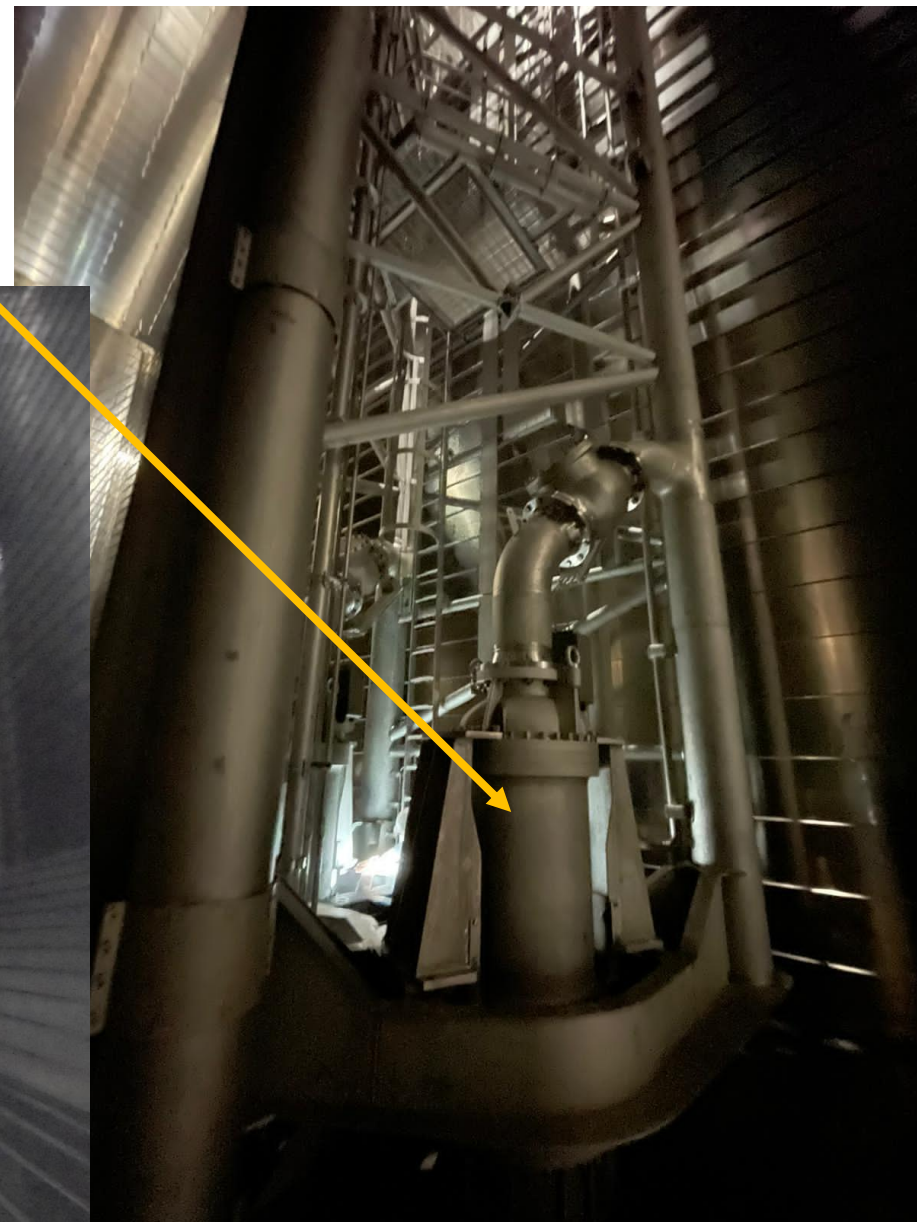
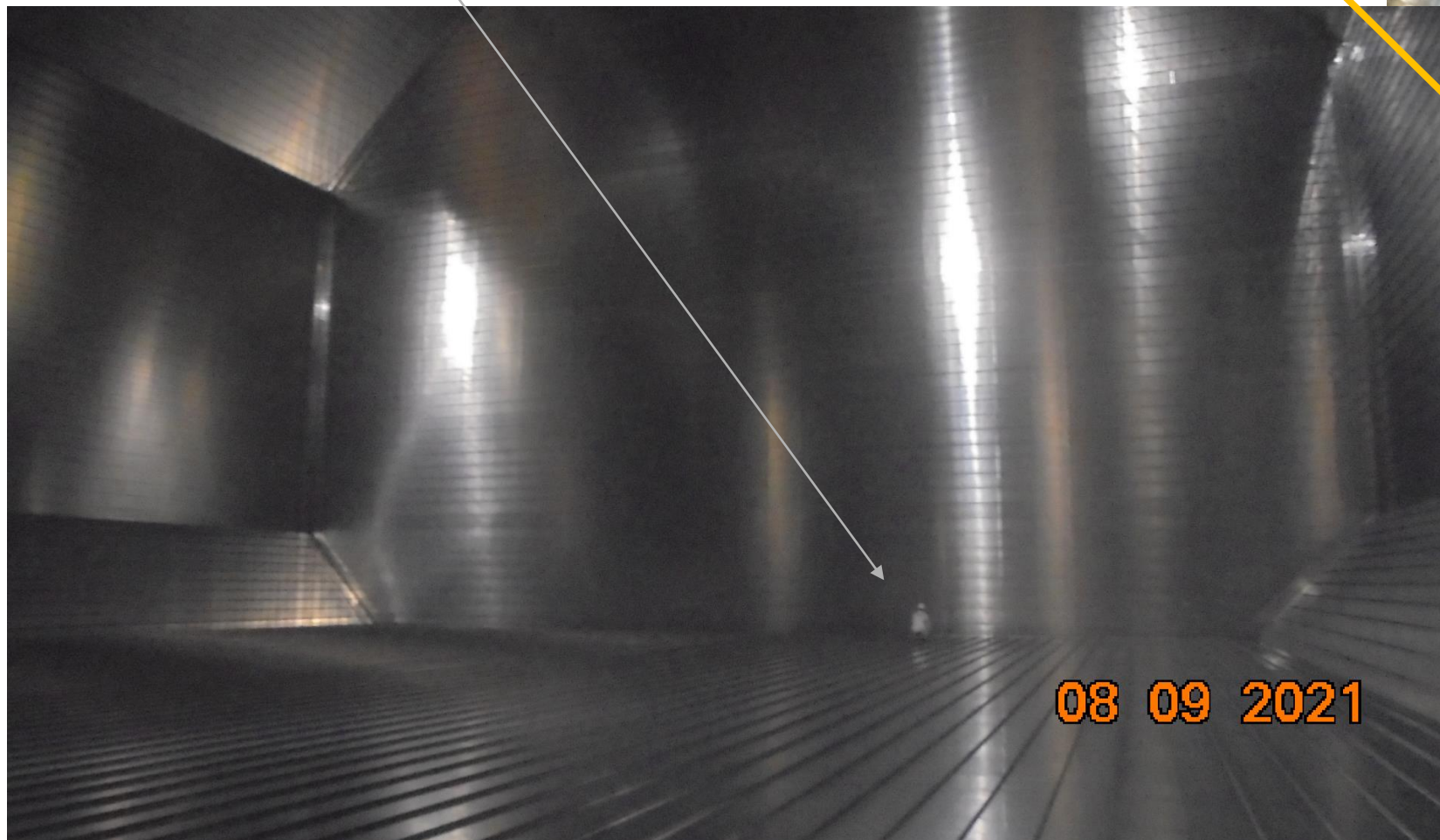


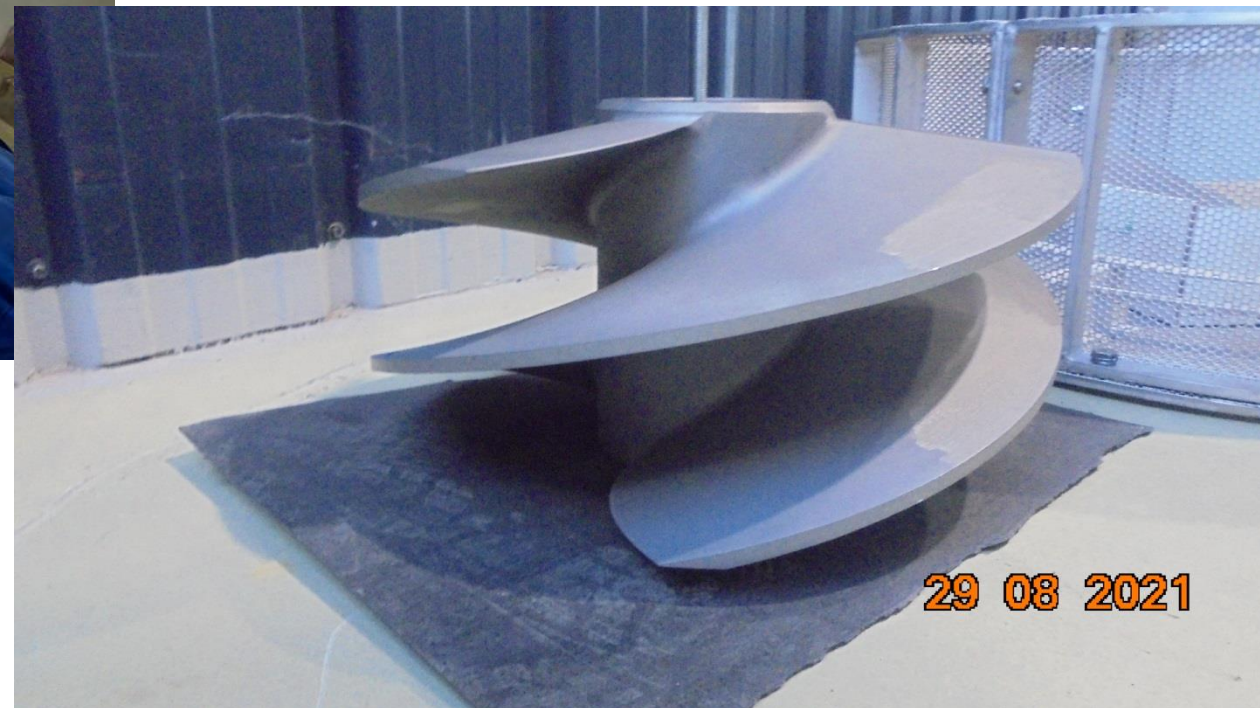


Грузовые насосы «КдМ»

В танке

Грузовой насос



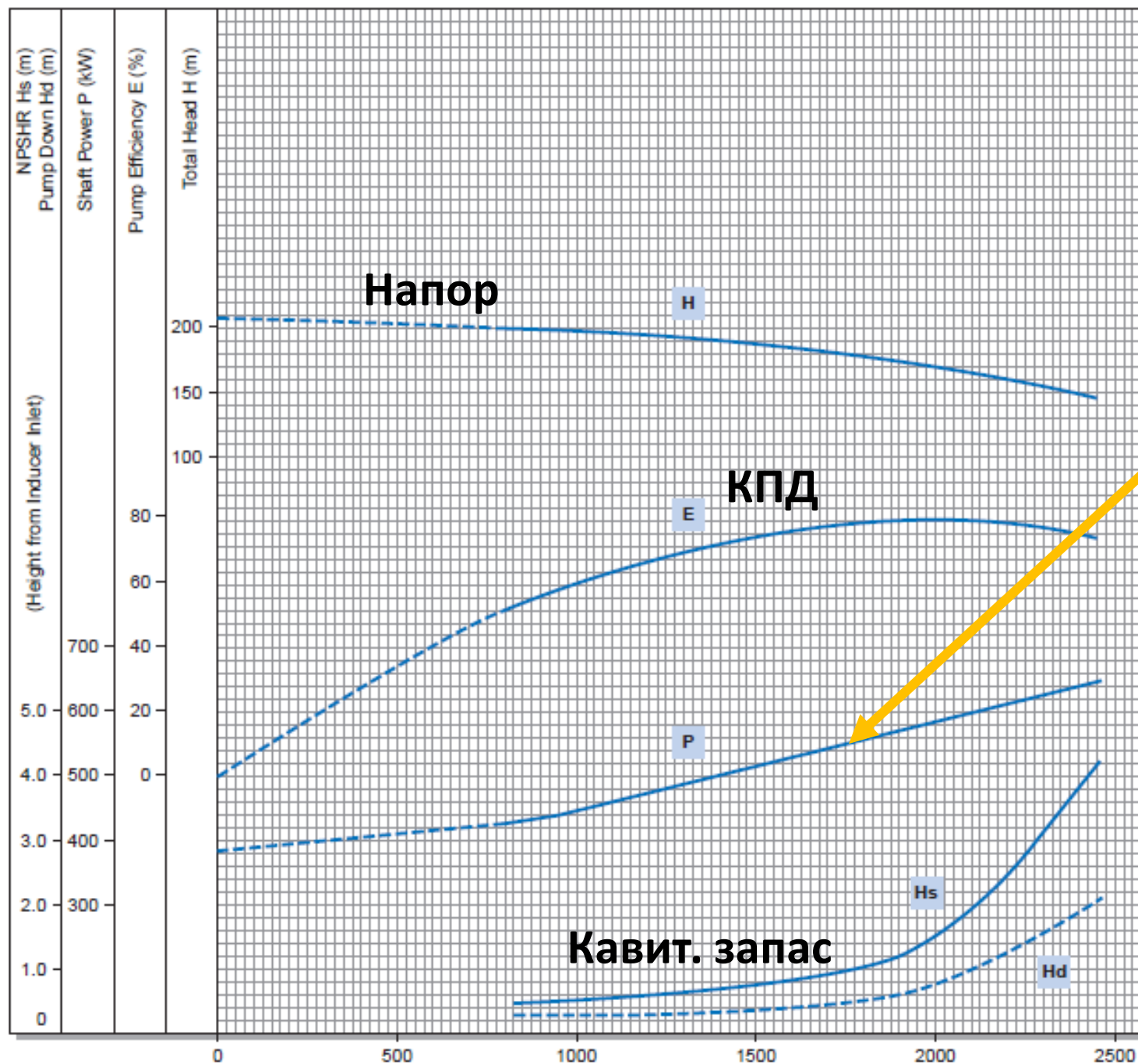




Каждый грузовой танк оснащен двумя главными грузовыми отливными насосами, которые представляют собой одноступенчатые вертикальные центробежные насосы постоянной производительности. Одноступенчатая конструкция используется для того, чтобы насос имел очень низкий допустимый кавитационный запас (ДКЗ, NPSH). Насосы оснащены погружными двигателями; обмотки двигателя охлаждаются перекачиваемым СПГ. СПГ используется также для смазки и охлаждения насоса и подшипников двигателя, и поскольку он служит и смазкой, и охладителем, чрезвычайно важно строго соблюдать изложенный ниже порядок эксплуатации насосов.

		Номинальный расход:	2050 м ³ /ч при напоре 170 м
		Минимальный расход:	820 м ³ /ч (непрерывный)
		Требуемая мощность:	593 кВт (номинальная)
Изготовитель:	Shinko Industries Ltd.	КПД:	80%
Тип:	вертикальные погружные	Высота всасывания насоса:	1,7/0,85 м при номинальном расходе
Модель:	SM350		0,5/0,3 м при минимальном расходе
Кол-во комплектов:	8 (2 на грузовой танк)	Кол-во ступеней:	1
Рабочая температура:	-163°C	Вес:	1800 кг (насос и двигатель)
Расчетное давление:	11,0 бар	Номинал двигателя:	700 кВт, 6600 В, 60 Гц, 4-полюсный
		Частота вращения двигателя:	1800 об/мин
		Способ запуска:	прямой от сети
		Ток:	82,5 А (при полной нагрузке)
			490 А (при пусковой нагрузке)

Characteristic Curve of Cargo Pump



NPSHR Hs (m)
Pump Down Hd (m)
Shaft Power P (kW)
Pump Efficiency E (%)
Total Head H (m)

Starting Pumps

When starting a normal centrifugal pump, for example a ballast pump, it is normal to start with the discharge valve fully closed. This reduces the starting load, and hence the motor current.

LNG cargo pumps are pumping a liquid very close to its boiling point; if the liquid vaporises then there is no cooling so it is essential to reduce the starting current as much as possible. Unlike the conventional centrifugal pump, however, a submerged cargo pump should have the discharge valve slightly open when starting.

Если насос запускается в ручном режиме, с графического экрана КСА откройте отливной клапан насоса на 18% – 25%. Если отливной клапан насоса будет открыт меньше, чем на 18%, последовательность пуска не начнется. И наоборот, запуск насоса с полностью открытым клапаном при перекачивании жидкости с высоким удельным весом приведет к перегрузке двигателя. Кроме того, необходимо полностью открыть приемный клапан при запуске первого насоса в танке. Приемный клапан полностью закрывается после того, как насос достигает синхронной скорости.

Бессальниковые насосы с магнитной муфтой

Для перекачки химических или токсичных жидких сред применяют электромагнитные насосные агрегаты с **магнитной муфтой**.

В настоящее время такие насосы находят всё большее применение в разных областях.

Например, автор в 2010-х годах работал с такими циркуляционными насосами утилизационных паровых котлов.

Ведущий магнит муфты соединен с валом электродвигателя, а ведомый — с валом рабочего колеса насоса. Срок службы такой муфты при соответствующей эксплуатации больше срока службы самого насоса, и ее обслуживания не требуется.

Кроме регулярной очистки (протирки налета) внутри «стакана» о необходимости которой укажет снижение давления (из-за появления проскальзывания в магнитном приводе).

Стоимость насосных агрегатов с магнитной муфтой на 20–40 % выше стоимости насосов с уплотнениями.

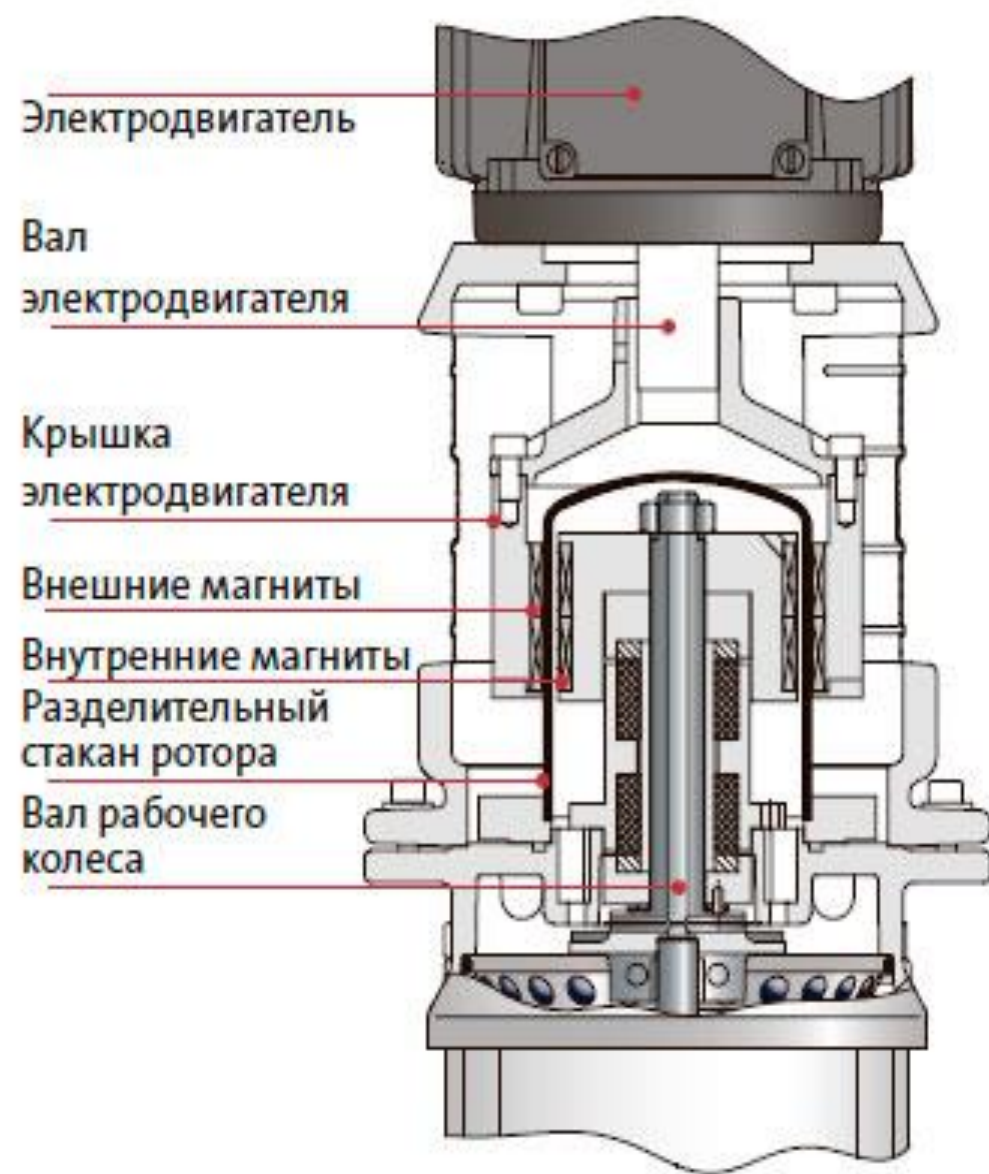
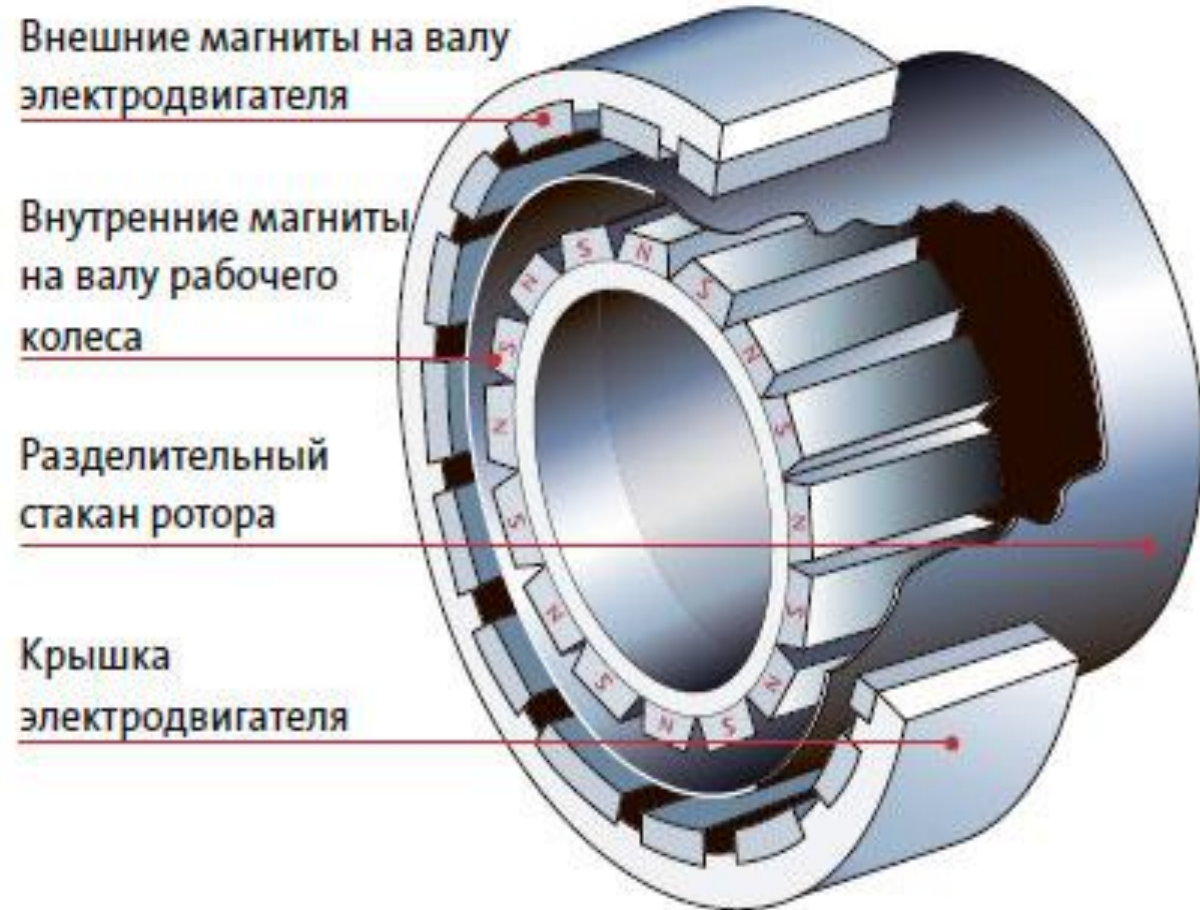


Рисунок 1.11: Насос с сухим ротором и магнитным приводом.

МАГНИТНАЯ МУФТА

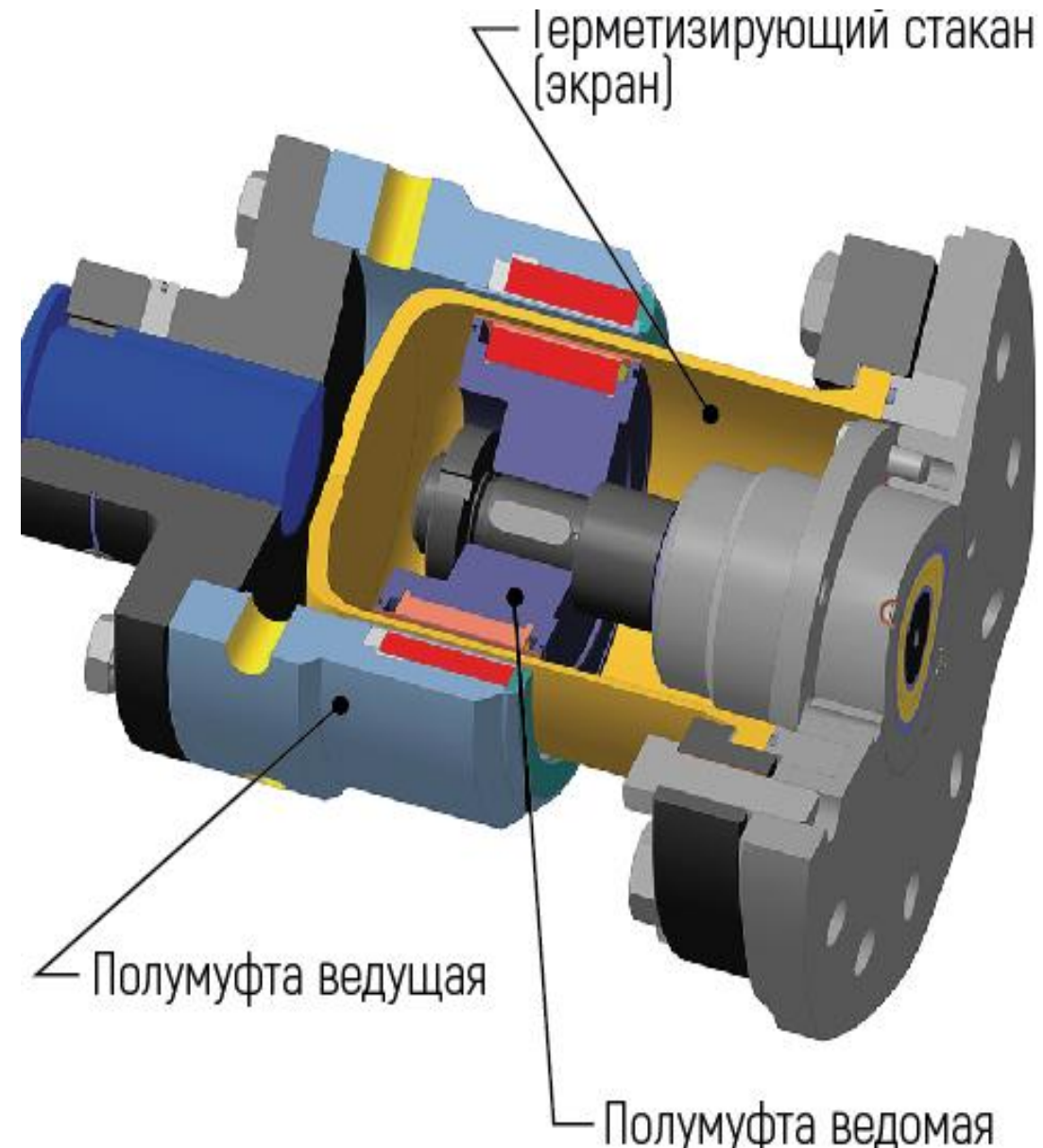
Муфта магнитная служит для бесконтактной передачи крутящего момента с вала двигателя на вал насоса посредством взаимодействия магнитных полей.

Магнитное поле создается расположенными в полумуфтах высокоэнергетическими постоянными магнитами из редкоземельных сплавов.

Герметизирующий экран, расположенный между ведущей и ведомой полумуфтами, обеспечивает абсолютную герметичность насоса. *Утечки перекачиваемого продукта отсутствуют.*

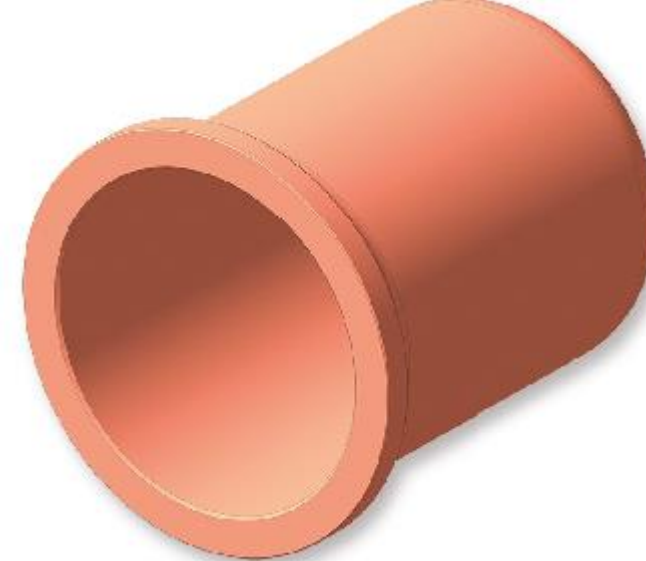
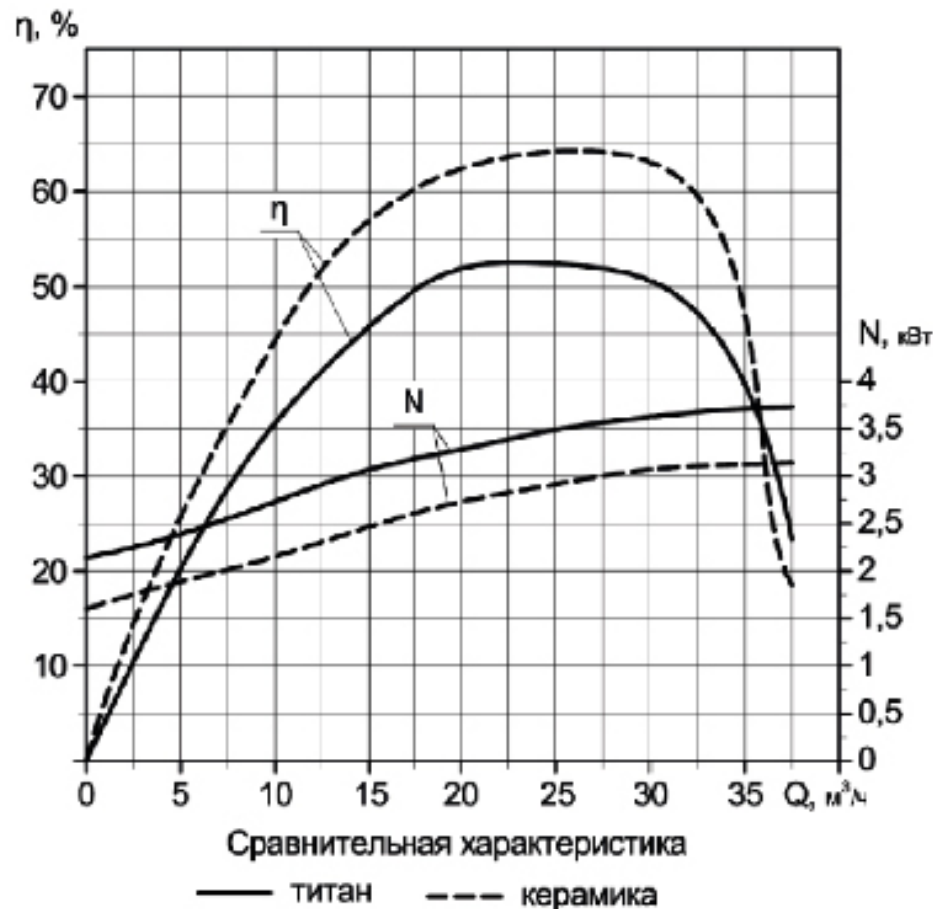
Материал экрана выбирается исходя из технических требований. **Материал магнитов муфты – сплав самарий-кобальт.**

Применение керамического герметизирующего экрана дает существенное снижение потребляемой мощности, увеличение КПД насоса, позволяет сохранить работоспособность магнитной муфты при пуске или работе агрегата всухую (при отсутствии перекачиваемой жидкости в насосе).



МАТЕРИАЛ ГЕРМЕТИЗИРУЮЩЕГО ЭКРАНА:

- ТИТАНОВЫЙ СПЛАВ;
- **нержавеющая сталь 12Х18Н10Т**
- оксидная керамика.



КЕРАМИЧЕСКИЕ ЭКРАНЫ ИМЕЮТ СЛЕДУЮЩИЕ ПАРАМЕТРЫ:

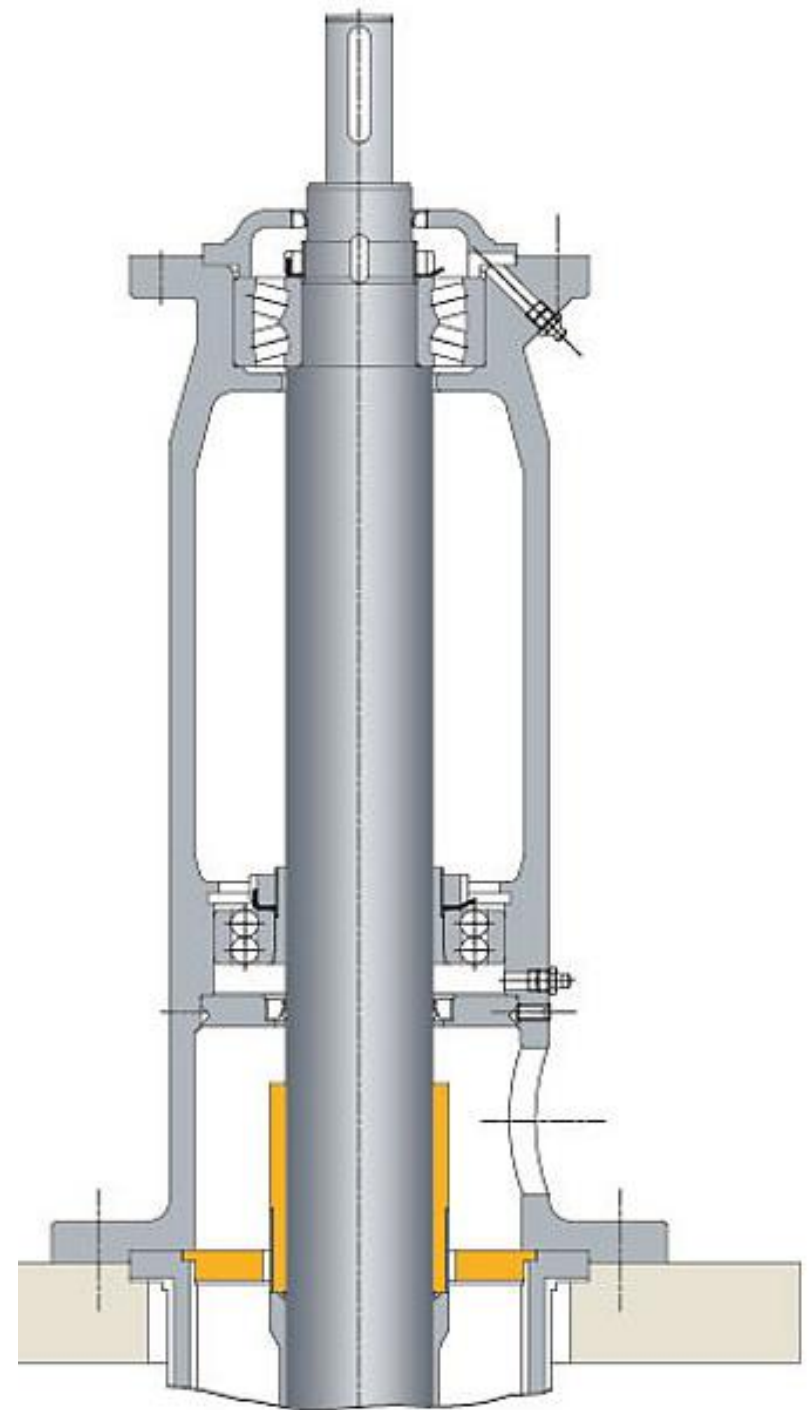
- немагнитен;
- отсутствие вихревых токов, позволяет снизить мощность и повысить КПД на 10-15%;
- устойчив к коррозии;
- обладает высокой механической прочностью;
- температура среды до +300°C;
- рабочее давление 2,5 МПа.

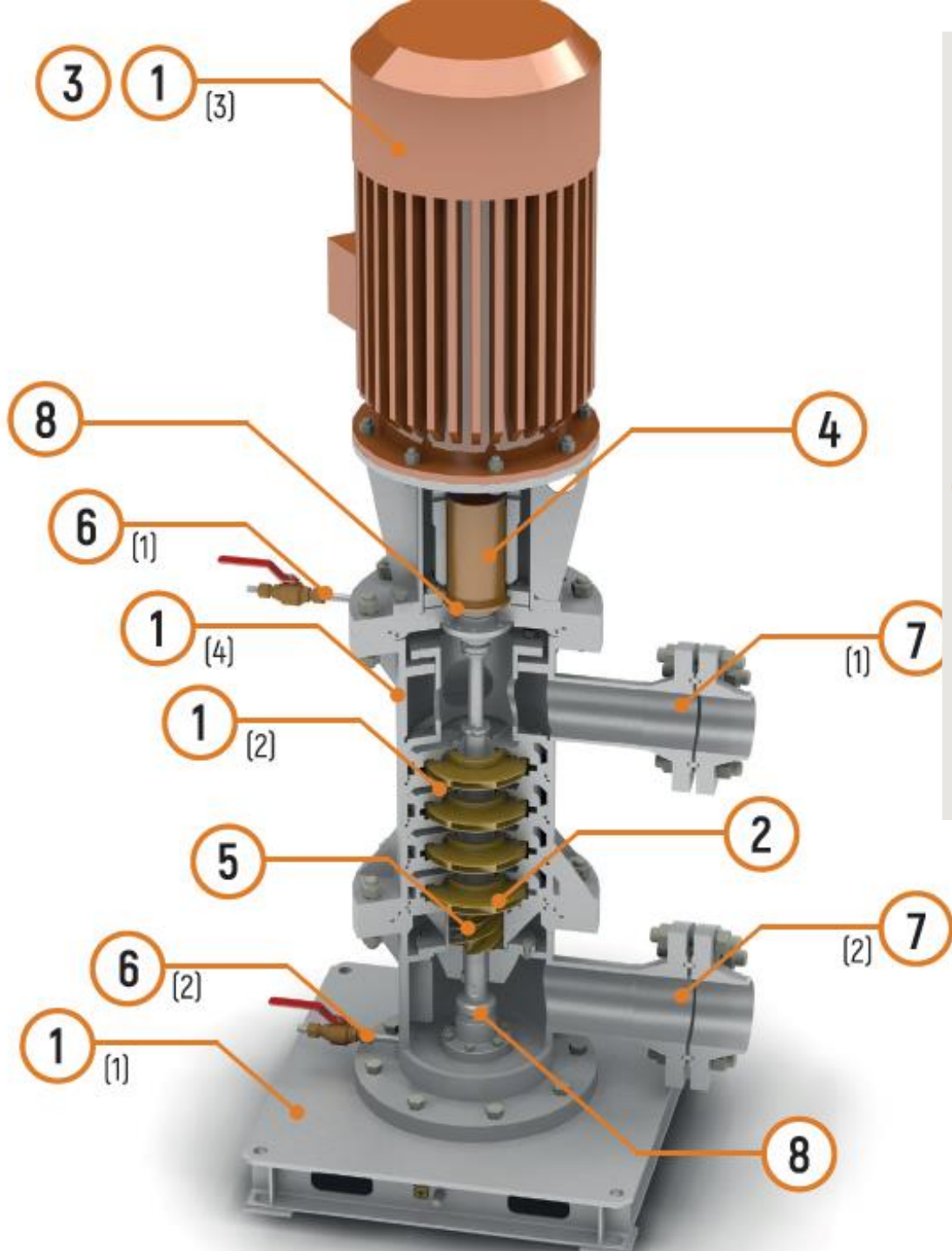
Только для общей инженерной информации

Лабиринтное уплотнения вала

Это один из видов бесконтактного уплотнения, которое применяется только в тех случаях, когда сальник или торцовое уплотнения невозможно использовать из-за температуры среды или ее непереносимости. Данное уплотнение идеально подходит для уплотнения вала вертикальных насосов.

Уплотнение не соприкасается непосредственно со средой, а находятся в газовой фазе резервуара. Для того, чтобы предотвратить сублимацию среды или выход газа из бака лабиринтное уплотнение запирается инертным газом.





1 СОСТАВ АГРЕГАТА:

агрегат состоит из опорной плиты (1), насосной части (2) и привода (3) – электродвигателя взрывозащищенного исполнения. Наружный корпус насоса (4) выполнен в виде цилиндрического сосуда, который рассчитан на максимальное давление в соответствии с требованиями опросного листа. Толщина корпуса рассчитывается с учетом допуска на коррозию.

2 ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ СТУПЕНИ

являются основой насосной части.

3 ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ:

агрегаты поставляются в комплекте со взрывозащищенными электродвигателями российского производства, которые имеют сертификаты ТР ТС 012/2011.

4 МАГНИТНАЯ МУФТА

с разделительным экраном (герметизирующим стаканом) обеспечивает абсолютную герметичность агрегата. Экран изготавливается из нержавеющей стали, титанового сплава или оксидной керамики*.

5 ШНЕК,

установленный перед центробежной ступенью, улучшает кавитационную характеристику насоса.

6 ШТУЦЕРА

для стравливания воздуха перед пуском (1), а также для слива остатков перекачиваемой жидкости перед техническим обслуживанием (2) оснащены кранами шаровыми.

7 ПАТРУБКИ:

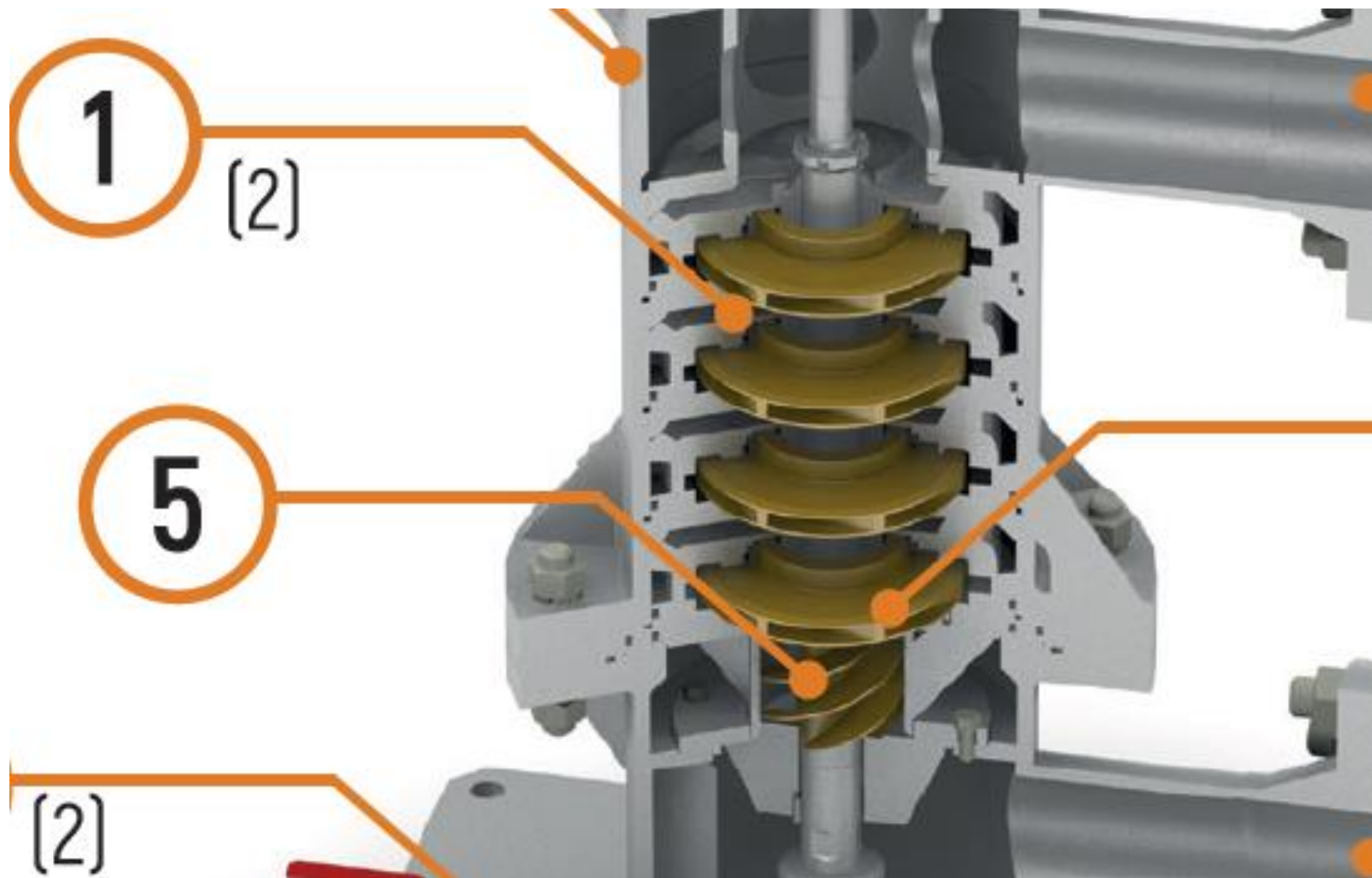
нагнетательный (1) и всасывающий (2) патрубки поставляются с ответными фланцами и прокладками согласно ГОСТ 33259 в соответствии с параметрами агрегата.

8 ПОДШИПНИКИ:

в стандартном исполнении применяются подшипники скольжения из износ- и химически стойкого материала – карбида кремния, обеспечивающего длительный срок службы.

5 ШНЕК,

установленный перед центробежной ступенью, улучшает кавитационную характеристику насоса.



МАТЕРИАЛЬНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ АГРЕГАТОВ

Таблица 3.40

Поз.	Наименование узлов и деталей	Типы агрегатов: НЦСГ-Е-0,5; 1; 2; 3; 4; 5; 8; 12,5; 20; 25; 40; 60; 90; 120; 180; 240; 300; 500
		Материальное исполнение
1	Корпуса насоса	Сталь типа 09Г2С
2	Стойка муфты (Фонарь)	Сталь типа 09Г2С
3	Плита	Сталь типа 09Г2С
5	Центробежная ступень в сборе	Коррозионно-износостойкая сталь
6	Подшипники скольжения	SiC (карбид кремния)
7	Опоры подшипников	Нержавеющая сталь
8	Межступенчатые и дистанционные втулки	Нержавеющая сталь
9	Вал	Нержавеющая сталь
11	Магнитная муфта	Сталь 09Г2С
	Материал магнитов	SmCo (самарий-кобальт)
14	Герметизирующий экран	Нержавеющая сталь. Возможное исполнение: - оксидная керамика; - титановый сплав.
16	Уплотнения	Фторкаучук
17	Ответные фланцы	Сталь типа 09Г2С
18	Фланцевые уплотнения	ПМБ Возможное исполнение: - СМП; - нержавеющая сталь

В таблице указаны базовые исполнения агрегатов. По согласованию с Заказчиком возможны другие варианты материального исполнения агрегатов.

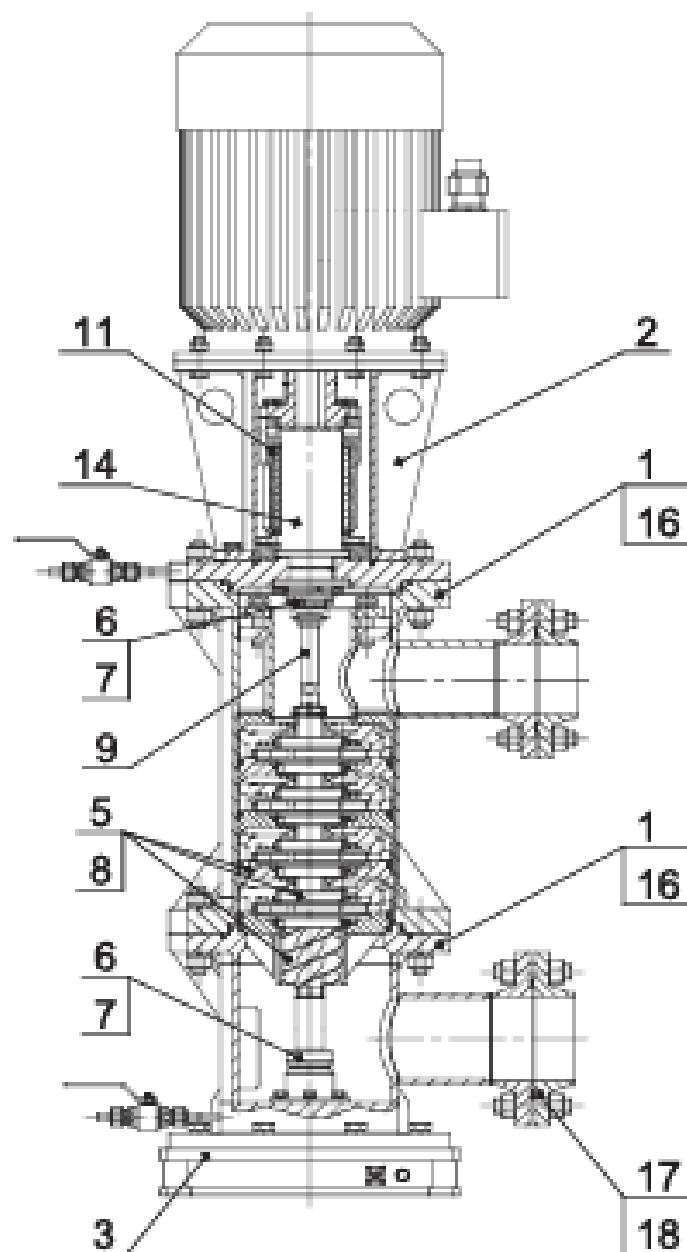


Рис. 3.3 - Конструкция электронасосного агрегата марки НЦСГЕ



Об особенных насосах

18.11.2024

Проект «Арктик СПГ-2»

Предполагает строительство 3 производственных линий на плавучих платформах. Сборка этих СПГ-комплексов ведётся в Мурманской области. А запустят их на Гыданском полуострове, где находится ресурсная база проекта.

На втором плавучем заводе установят



Арктик СПГ 2

Второй СПГ-проект «НОВАТЭКа» предусматривает строительство трех линий по сжижению природного газа. Общая мощность трех линий составит 19,8 млн т СПГ в год

 **1 138 млрд куб. м**
Запасы газа Утреннего месторождения

 **57 млн т**
Запасы жидких углеводородов

 СПГ-линии будут построены в Центре строительства крупнотоннажных морских сооружений (ЦСКМС)



 Ресурсная база проекта — Утреннее месторождение

2020 г.: АО «ОКБМ Африкантов» (входит в машиностроительный дивизион Росатома — Атомэнергомаш) разработало, изготовило и отгрузило в адрес заказчика — ОАО «Ямал СПГ» первый отечественный насос для перекачивания сжиженного природного газа.

Насосное оборудование предназначено для крупнотоннажных производств СПГ и будет использоваться для отгрузки сжиженного природного газа на танкеры — газовозы.

Благодаря разработкам специалистов ОКБМ и созданию первых отечественных СПГ- насосов Россия обретает независимость от импорта данного оборудования.

«Завод производит сжиженный природный газ, который аккумулируется в огромные емкости, расположенные в шахтах на глубине 50-60 метров, — отмечает заместитель главного конструктора центробежных машин и арматуры ОКБМ Африкантов Илья Коробов. — В емкостях установлено несколько насосов, которые берут со дна сжиженный природный газ и по трубопроводам транспортируют на танкеры, которые потом будут доставлять топливо заказчику».

Насосы расположены на большой глубине и перекачивают газ при ультранизких температурах. Перед разработчиками стояла задача создать такой механизм, который будет работать в суровых условиях и криогенной среде.

Номинальная подача насоса — 1750 кубических метров в час, при частоте вращения — 1500 оборотов в минуту и температуре перекачиваемой среды — минус 162 градуса по Цельсию.

Перед отправкой заказчику электронасос успешно прошел испытания на специальном стенде в АО «НИИЭФА» (г. Санкт-Петербург). Испытания проходили на жидком азоте при температуре минус 196 градусов. «Учитывая, что плотность жидкого азота в два раза превышает плотность сжиженного природного газа, частота вращения была также снижена вдвое, чтобы не перегрузить электродвигатель насоса, — замечает Илья Коробов. — Поэтому оборудование испытывалось при частоте вращения 750 оборотов в минуту с пересчетом полученных характеристик на номинальный оборот».

Насос разработан нижегородским АО «ОКБМ Африкантов» — дочерняя компания «Росатома». Сейчас освоено 6 типоразмеров. Эта линейка полностью решает вопрос оснащения средне- и крупнотоннажных СПГ-заводов. Гигант массой в 4,5 т и высотой 3,5 м установят в резервуаре объёмом с 229 тыс. кубов, что в несколько раз превосходит объём зрительного зала Большого театра. Таких резервуаров в СПГ-комплексе 2, и на каждый требуется по 4 насоса.



Поставка насосов и ЗИП для них на АЭС и АЗУ

- главные циркуляционные насосы для стационарных АЭС;
- главные циркуляционные насосы для транспортных АЗУ;
- электронасосы для нефтегазового комплекса
- насосы общестанционных систем АЭС.



Герметичный насос
для РУ КЛТ-40



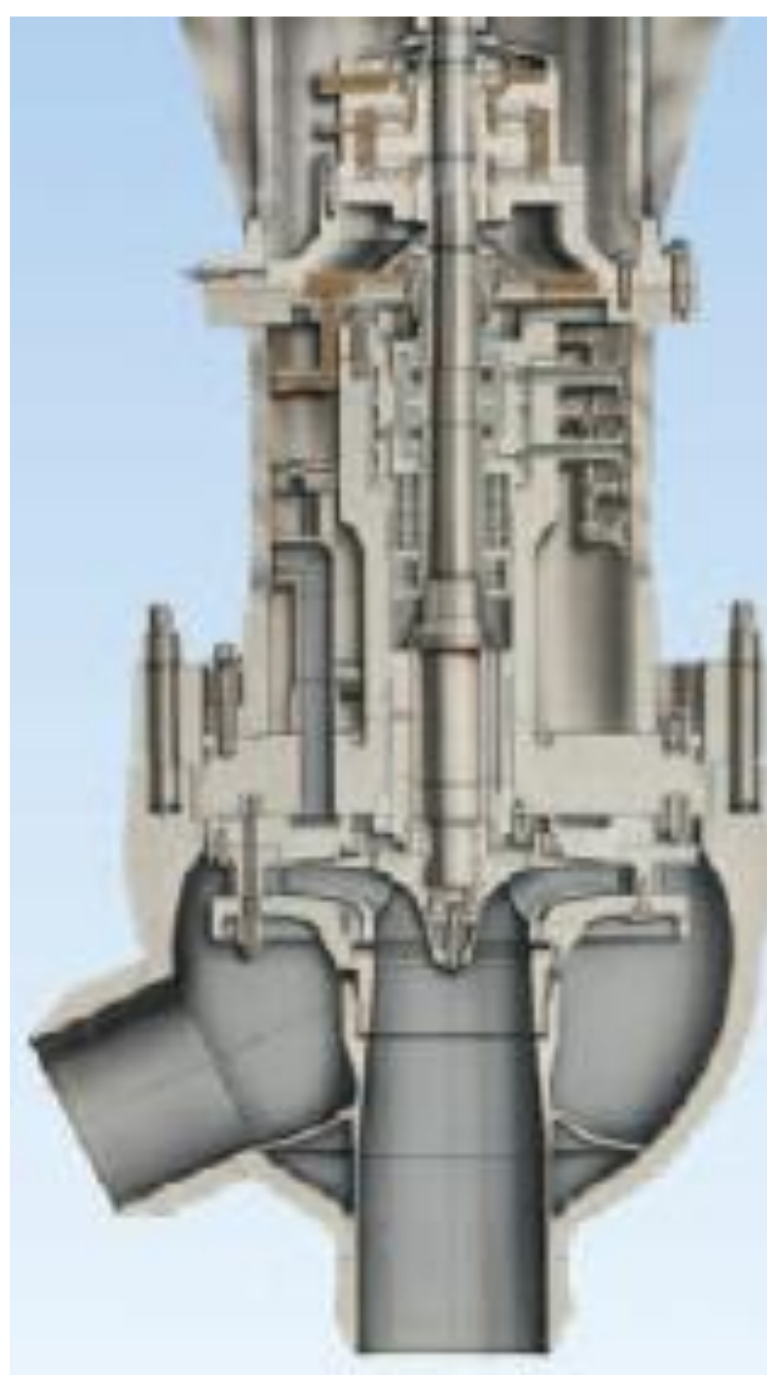
ГЦН-2 РУ СЕФР



ГЦН-1 РУ БН-800



ГЦН-2 РУ БН-800



Главные циркуляционные насосы ЦВН-8 реакторной установки РБМК-1000

- Обеспечение циркуляции теплоносителя [вода] в контуре канального реактора кипящего типа;
 - **Исключение протечек перекачиваемой жидкости в окружающую среду обеспечивается торцовым гидродинамическим уплотнением вала;**
 - Надежная работа гидростатического подшипника (работающего на перекачиваемой среде) в пусковых, переходных и аварийных режимах;

Подача, м ³ /ч	8000
Напор, м	200
Температура перекачиваемой среды, °C	270
Мощность электродвигателя, кВт	5600
Назначенный ресурс, ч	60000
Срок службы, лет	30
Масса, т	106

Главные циркуляционные насосы реакторных установок БН-600 и БН-800 с натриевым теплоносителем

- Обеспечение циркуляции теплоносителя (натрий) в первом и втором контурах реакторных установок на быстрых нейтронах;
- Надежная герметизация внутренних полостей насосов от окружающей среды благодаря применению торцовых гидродинамических уплотнений вала;
- Возможность плавного изменения характеристики насоса при различных режимах реакторной установки;



	БН-600		БН-800	
	ГЦН-1	ГЦН-2	ГЦН-1	ГЦН-2
Подача, м³/ч	9700	8000	12300	11500
Напор, м	95	52	101	48
Температура перекачиваемой среды, °С	380	322	354	309
Мощность электродвигателя, кВт	3400	1500	5000	2500
Назначенный ресурс, ч	57000	100000	40000	40000
Назначенный срок службы, лет	45	45	45	45
Масса, т	120	65	120	70

ГЦН-1 РУ БН-800

Герметичные насосы для судовых АЭУ

Герметичные насосы разработки АО «ОКБМ Африкантов» обладают высокой надежностью, что подтверждается их успешной эксплуатацией в составе судовых атомных энергетических установок (АЭУ).

Наибольшая наработка и срок службы (150000 часов и 30 лет) достигнуты при эксплуатации главных циркуляционных электронасосов первого контура в составе АЭУ ледокола «Арктика».

Подача, м³/ч	10÷870
Напор, м	15÷60
Температура перекачиваемой среды, °С	до 280
Мощность электродвигателя, кВт	5÷160
Назначенный ресурс, ч	100000
Срок службы, лет	30

Для АЭУ судов транспортного флота было изготовлено и поставлено более **1000** единиц герметичных электронасосов.



Герметичный насос для РУ КЛТ-40

Электронасосы для нефтегазового комплекса



ГЭН 10/40



ГЭН 170/190-03



ГЭН 50/250

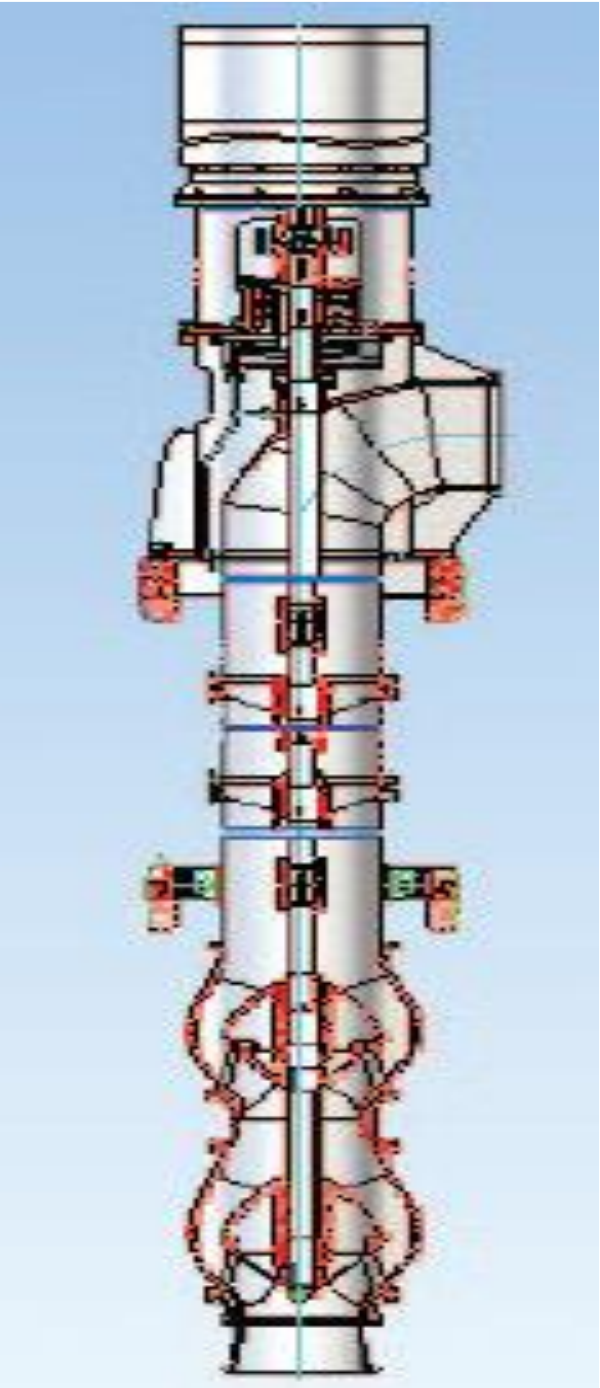
	Подача, м³/ч	Напор, м	Мощность, кВт	Температура перекачиваемой среды, °С	Масса, кг
ГЭН 10/40	12	45	5	не более 90	170
ГЭН 50/250	50	250	65	-30...+50	1300
ГЭН 170/190-03	170	140	120	не более 50	4170

Артезианские (ЦВА) и полупогружные (ППН) насосы для АЭС

Насосы 3,4 класса безопасности в сейсмостойком исполнении предназначены для перекачивания морской воды и пресной воды в системах охлаждения оборудования АЭС, технического водоснабжения и дренажных системах.

Для ЛАЭС-2 и Балтийской АЭС АО «ОКБМ Африкантов» осуществляет поставку 40 единиц насосного оборудования артезианского типа и 46 единиц полу-погружного типа.

	ЦВА 1700-67	ЦВА 1200-45	ЦВА 2700-20	ЦВА 360-35
Подача, м³/ч	1700	1200	2700	360
Напор, м	67	45	19,5	34,5
Мощность, кВт	500	250	250	75
Высота до опорного фланца, мм	5980	6080	5138	9215
Диаметр напорного патрубка, мм	500	500	500	250
Назначенный ресурс до капитального ремонта, ч	105000			
Срок службы, лет	50			



ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Теория подобия имеет большое значение при проектировании и экспериментальном исследовании центробежных насосов.

Теория подобия дает возможность по известной характеристике одного насоса получить характеристику другого, если проточные полости обоих насосов геометрически подобны, а также пересчитать характеристику...

Течения жидкости через центробежные и другие лопастные насосы описываются сложными математическими зависимостями. Это затрудняет их использование при проведении расчетов гидросистем и не позволяет получать результаты этих вычислений с достаточной точностью. Поэтому при проектировании

При проектировании новых насосов используются:

- - расчетно-теоретические разработки конструкций их проточной части;
- - опытные данные испытаний в лабораторных и натурных условиях;
- - опытные данные, получаемые в процессе эксплуатации аналогичных насосов.

Распространение полученных результатов исследований рабочих режимов на моделях и распространение полученных результатов на натурные насосы возможно на основе теории о механическом подобии движения реальной жидкости.

Главное положение этой теории заключается в необходимости выполнения условий **геометрического, кинематического и динамического** подобия.

Геометрическое подобие означает также постоянство отношений любых других размеров у модели и у натурy.

Кинематическое подобие в общем виде означает, что безразмерные поля скоростей в рассматриваемых потоках должны быть одинаковы, т. е. отношения скоростей всех соответствующих частиц жидкости, участвующих в движении, должны быть равны между собой, а траектории движения в сравниваемых гидравлических системах – геометрически подобны.

Применительно к насосам это, в частности означает подобие параллелограммов скоростей в соответствующих точках потока во всех элементах проточной части двух геометрически подобных машин, работающих в одинаковых режимах.

Динамическое подобие кроме соблюдения условий геометрического и кинематического подобия означает пропорциональность сил, действующих в соответствующих точках потока.

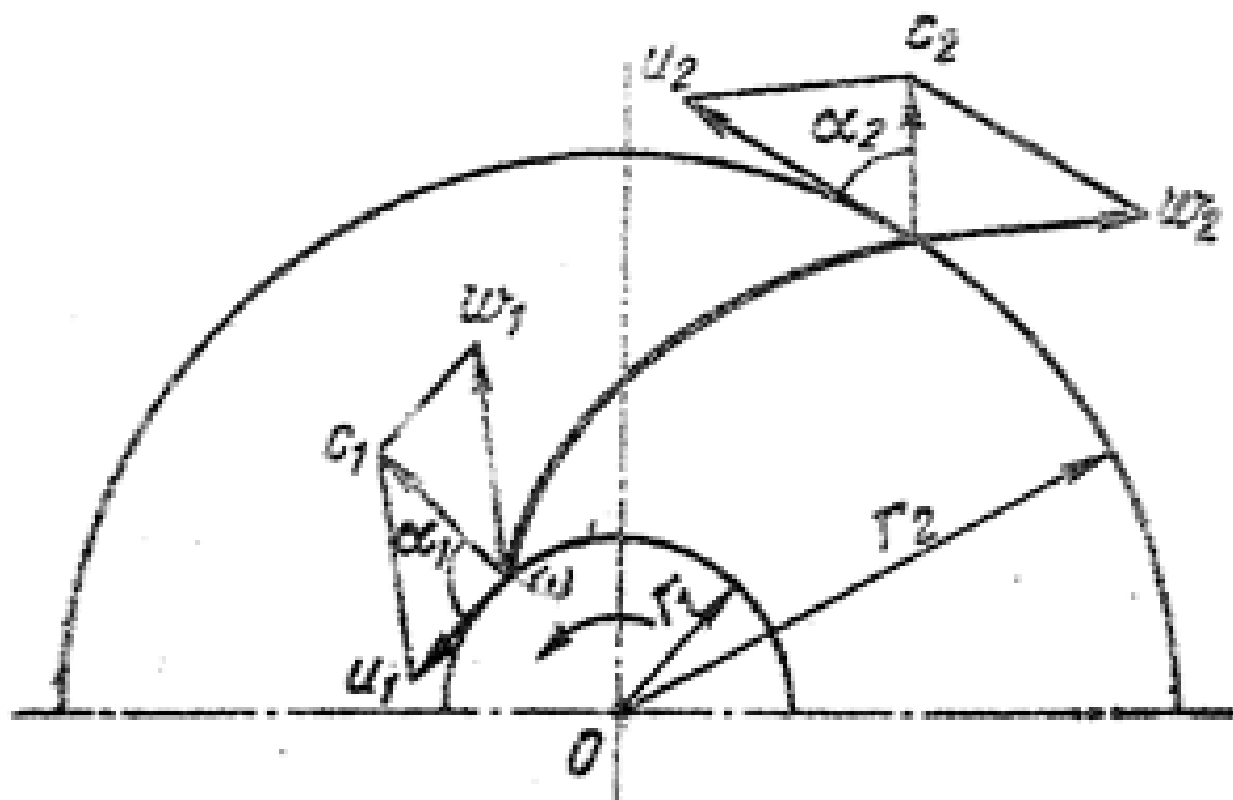
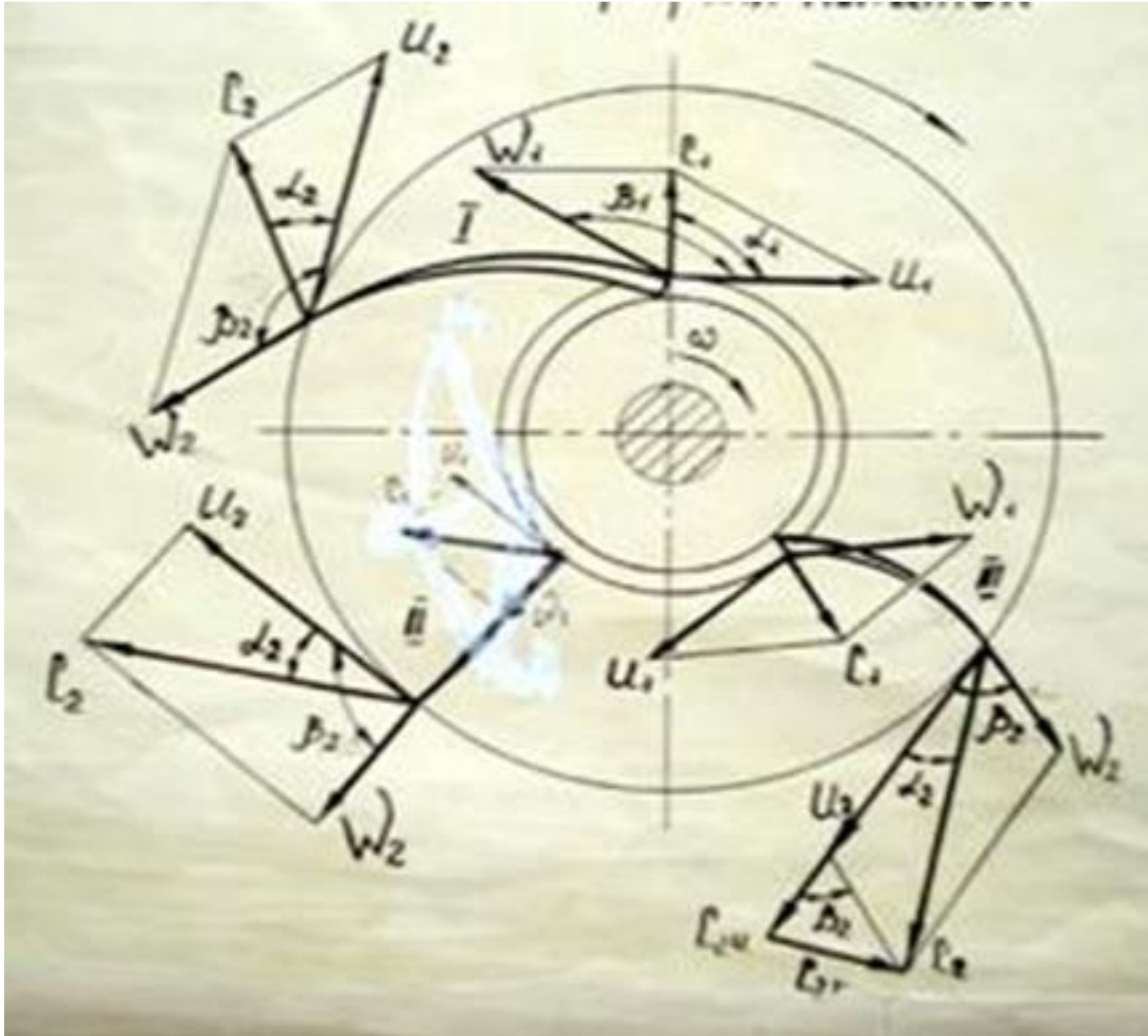


Рис. Параллелограммы скоростей на рабочем колесе.

При входе на лопасть и выходе с лопасти, каждая частица жидкости приобретает соответственно:

1. **Окружные скорости U_1 и U_2** , направленные по касательным к входной и выходной окружностям лопастного колеса.
2. **Относительные скорости w_1 и w_2** , направленные по касательной к поверхности профиля лопасти.
3. **Абсолютные скорости c_1 и c_2** , получаемые в результате геометрического сложения U_1 , w_1 и U_2 , w_2 и направленные под углом α_1 и α_2 к соответствующим окружным скоростям.

Влияние угла загиба лопаток, на напор создаваемый центробежным насосом



1. Рассмотрим, когда лопатки загнуты назад
Если лопатки загибать больше и больше, то проекция C_2 на U_2 стремится к нулю, т.е. напор стремится к нулю. **Оптимальный вариант загиба лопаток $150-160^\circ$** , тогда не нужны большие диффузоры для уменьшения скорости.

2. Рассмотрим радиальные лопатки
Здесь C_{2U} равно U_2 . Следовательно: $H_{ст} = H_{дин}$
При таких лопатках у центробежных насосов требуются диффузоры с большей конусностью для преобразования напора. Эти лопатки применяют у водокольцевых и вихревых насосов.

3. Лопатки загнуты вперед
Здесь проекция C_2 на U_2 стремится к двойному увеличению окружной скорости. При таких лопатках создается **большой динамический напор** и требуются большие диффузоры для снижения скорости. Эти лопатки применяют в высоконапорных вентиляторах.

1. Рассмотрим, когда лопатки загнуты назад

Если лопатки загибать больше и больше, то проекция C_2 на U_2 стремится к нулю, т.е. напор стремится к нулю. **Оптимальный вариант загиба лопаток $150-160^\circ$** , тогда не нужны большие диффузоры для уменьшения скорости.

2. Рассмотрим радиальные лопатки

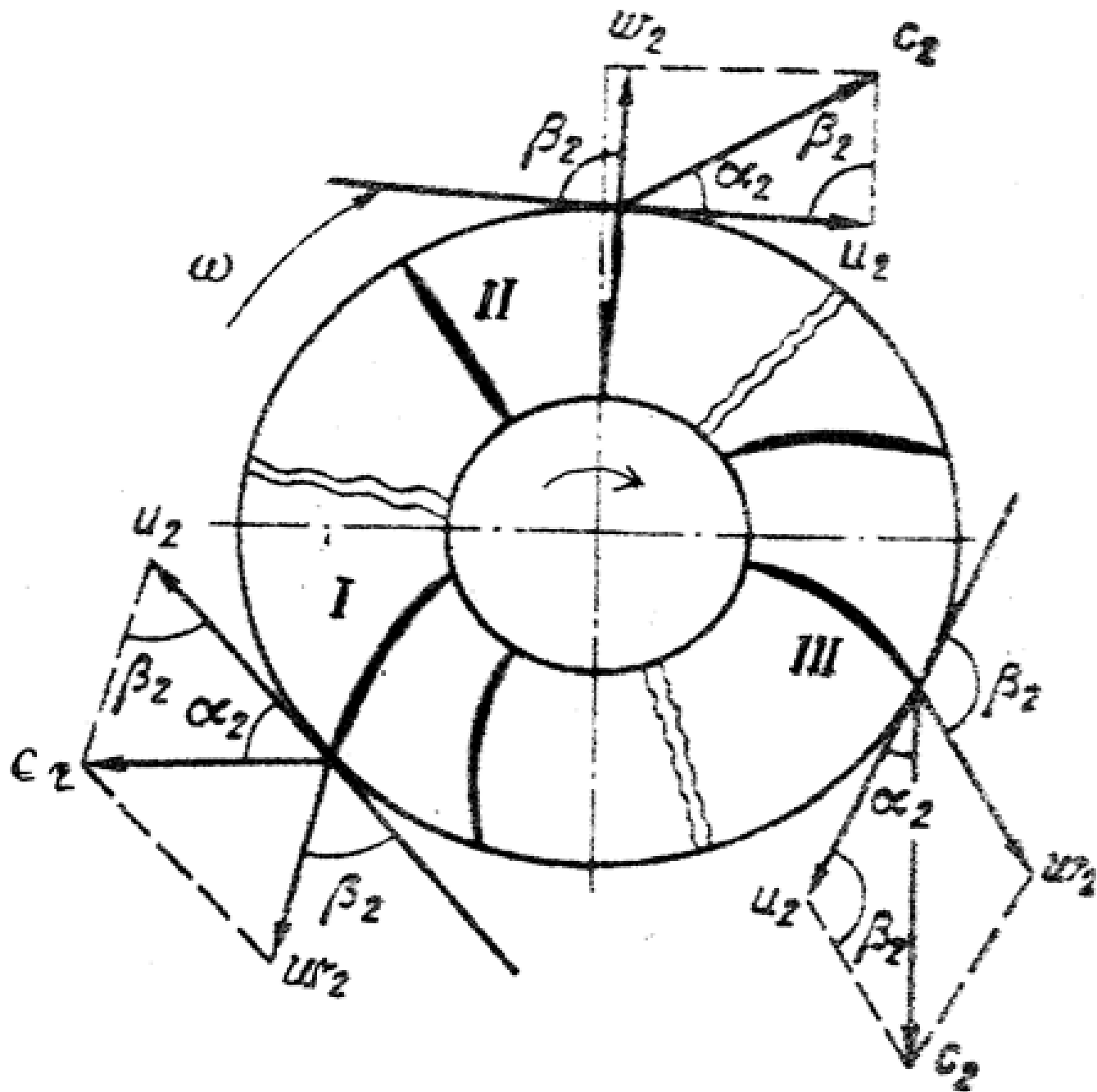
Здесь C_{2U} равно U_2 . Следовательно: $H_{ст} = H_{дин}$

При таких лопатках у центробежных насосов **требуются диффузоры с большей конусностью для преобразования напора**. Эти лопатки применяют у водокольцевых и вихревых насосов.

3. Лопатки загнуты вперед

Здесь проекция C_2 на U_2 стремится к двойному увеличению окружной скорости.

При таких лопатках создается **большой динамический напор** и **требуются большие диффузоры для снижения скорости**. Эти лопатки применяют **в высоконапорных вентиляторах**.



Гидравлические сопротивления, возникающие при отрыве жидкости от лопасти, из-за действия больших центробежных сил инерции, увеличивают напряжения в материале рабочего колеса, поэтому **центробежные насосы перекачивания жидкости делают с лопатками загнутыми назад.**

У насосов перекачивающих газы = компрессора, лопатки загнуты вперёд, так как абсолютное гидравлическое сопротивление небольшое.

Коэффициент быстроходности центробежного насоса

Коэффициент быстроходности N_s
используют для проектирования насосов с
применением законов подобия.

КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ (ПОДОБИЯ) (η_s)

**Коэффициент быстроходности насоса η_s - это коэффициент подобия рабочих колес насоса, зависящий от их параметров
Подача Q ($\text{м}^3/\text{с}$) Напор (м), H и частота вращения, n (об/мин).**

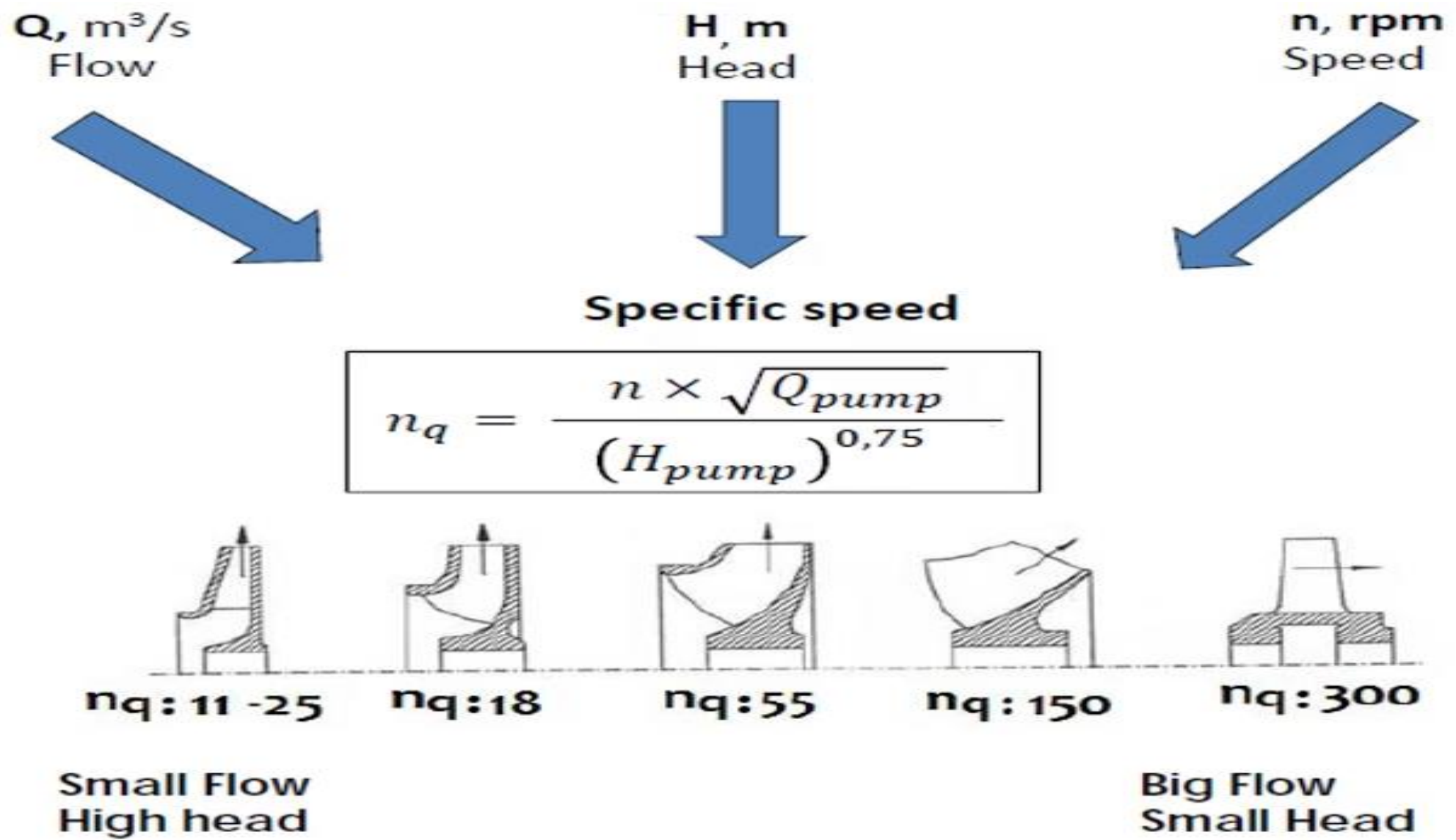
Взаимосвязь между этими параметрами определяет геометрию рабочего колеса.

Если нам нужен насос с более высоким напором и меньшим расходом, η_s будет меньше.

Это означает, что необходим насос с большим диаметром рабочего колеса и меньшим диаметром входа в рабочее колесо (горловины).

Если величина расхода увеличивается относительно напора, диаметр рабочего колеса становится меньше по сравнению с диаметром входа в рабочее колесо.

Ниже вы видите, как изменяется геометрия рабочего колеса в зависимости от n_s ,
что означает изменение рабочего колеса
с большим расходом и меньшим напором



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

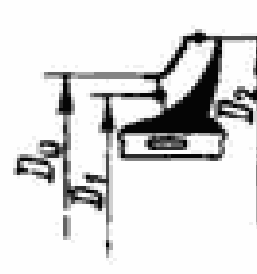
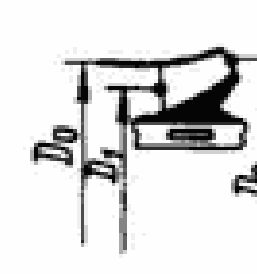
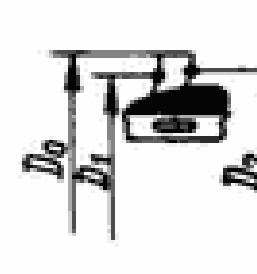
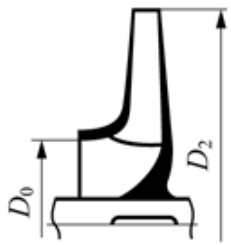
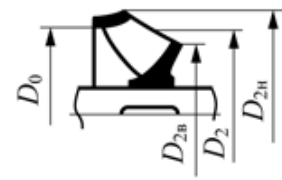
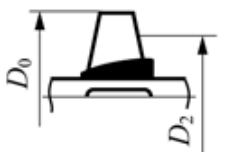
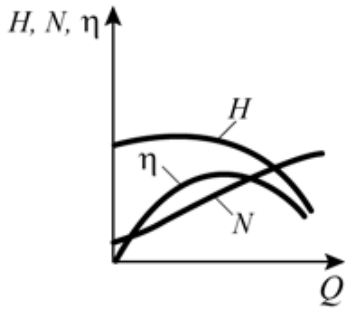
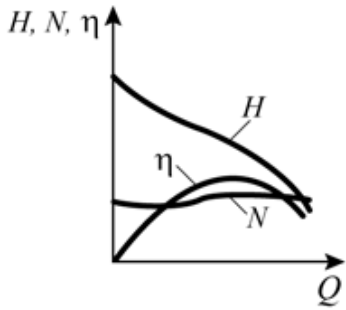
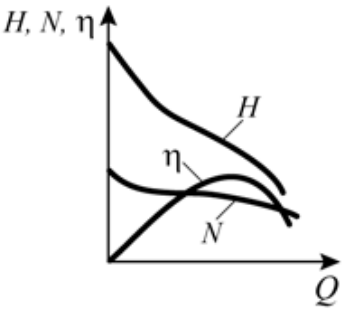
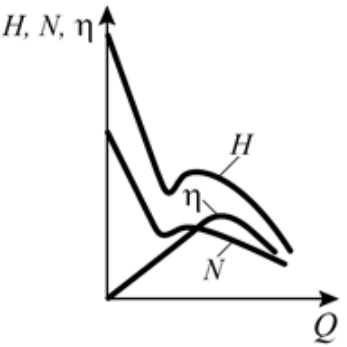
Центробежные			Диагональные	Пропеллерные
тихоходные	нормальные	быстроходные		
 $n_s = 40 \div 80$ $D_2/D_0 \approx 2,5$	 $n_s = 80 \div 120$ $D_2/D_0 \approx 2$	 $n_s = 120 \div 200$ $D_2/D_0 \approx 1,8 \div 1,1$	 $n_s = 200 \div 500$ $D_2/D_0 \approx 1,2 \div 1,1$	 $n_s = 500 \div 1200$ $D_2/D_0 \approx 0,8$

Рис. Классификация рабочих колес по коэффициенту быстроходности (значения N_s в верхней строке даны для российской классификации: размерность Q – м³/с, а в строке ниже – в американской при Q - галлон/мин и H - фут вод. ст.)

Доп.

Параметр рабочих колес	Центробежные		Полуосевые	Осевые (пропеллерные)
	Тихоходные	Нормальные		
N_s	50...90 700...1300 ам. ед.	80...300 1100...4250 ам. ед.	250...500 3550...7100 ам. ед.	500...1000 7100...14150 ам. ед.
Сечение рабочего колеса				
D_2/D_0	3,0...2,5	2,5...1,4	1,4...0,9*	0,8*
Форма лопатки	Цилиндрическая	Двойной кривизны на входе, цилиндрическая на выходе	Двойной кривизны	Двойной кривизны
Характеристика				
* У полуосевых и осевых насосов $D_1 = (D_{2н} + D_{2в})/2$				

Коэффициент быстроходности

Коэффициент быстроходности N_s используют для проектирования насосов с применением законов подобия.

Он определяет геометрию рабочего колеса (РК) и в российской школе насосостроения его рассчитывают по формуле

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

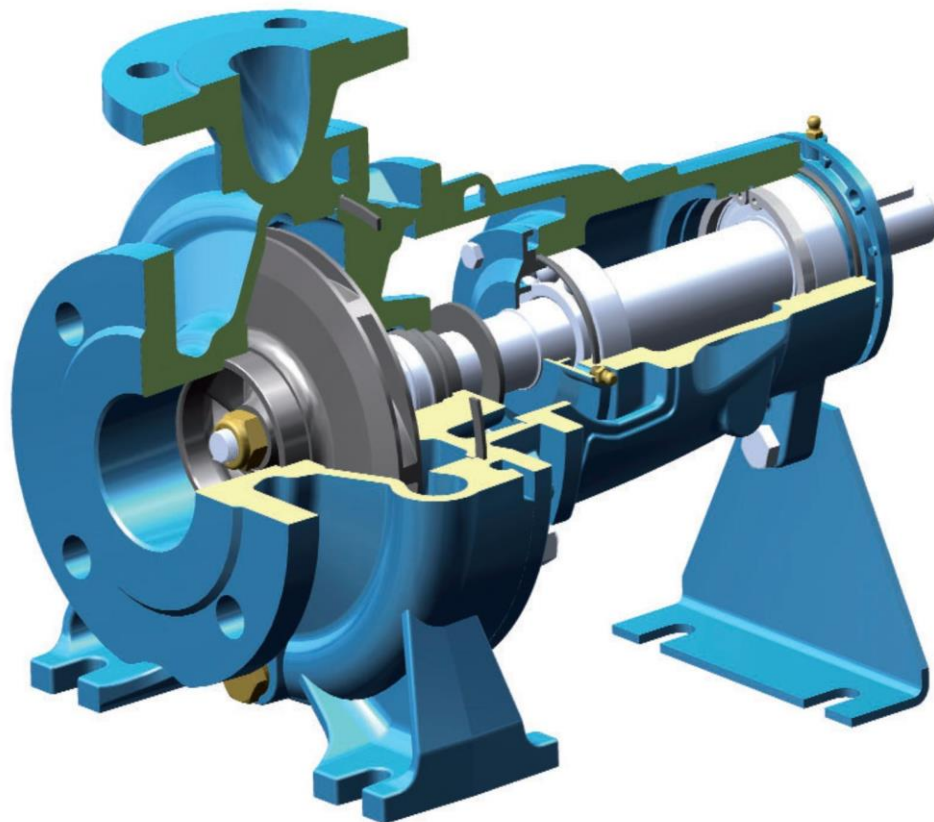
где n – частота вращения, об/мин; Q – подача в точке оптимального КПД при максимальном диаметре рабочего колеса, м³/с; H – напор РК в точке оптимального КПД, м

Для насосов с колесом двустороннего входа Q делится на 2.

Размерность м³/с для подачи, как

правило, применяется только для насосов российского производства.

Для оптимальной и высокопродуктивной работы ЦН необходимо вычислить коэффициент быстроходности центробежного насоса, ознакомиться с типами и режимами работы насосов, учитывая все их характеристики: номинальный и оптимальный порядок эксплуатации.



Коэффициент быстроходности – физическая величина, которая обозначается как **Ns**.

Коэффициент быстроходности насоса – это максимальная частота оборотов колеса, размер которого будет равен возможности **подачи 75 л/с** жидкости при том, что **напор составляет 1м**.

или так

Коэффициентом быстроходности называется частота вращения колеса модельного насоса, который, будучи геометрически подобен оригиналу, создает напор **9806,6 Па** при **подаче 75 л/с** и потребляет мощность **0,736 кВт** при наивысшем КПД

Коэффициентом быстроходности насоса (n_s) называется частота вращения другого насоса, во всех деталях геометрически подобного рассматриваемому, но таких размеров, при которых, работая в том же режиме с напором в 1 м, он дает подачу $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент быстроходности является важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса. Универсальность этого показателя состоит в том, что он одновременно учитывает три наиболее существенных параметра любого насоса – частоту вращения, мощность (или подачу) и напор. Благодаря этому n_s довольно полно характеризует тип насоса.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности насосы бывают:

- – тихоходные ($50 < n_s < 80$), $D_2/D_1 = 2,5 - 3,0$);
- – нормальные ($80 < n_s < 150$), $D_2/D_1 = 2,0$);
- – быстроходные ($150 < n_s < 350$), $D_2/D_1 = 1,4 - 1,8$).

Его можно найти
по формуле:

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

или так:

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

Обозначения:

1. n – частота оборотов рабочего колеса в минуту (**об/мин**).
2. Q – впуск жидкости (**м³/с**). в месте оптимального коэффициента полезного действия при максимально возможном диаметре колеса
3. H – напор (**м**) рабочего колеса в месте оптимального коэффициента полезного действия/ Если рабочее колесо (РК) имеет два входа, то значение Q следует разделить на два.

Число 3,65 не имеет особого значения, потому его и не применяют в США и Европе. Формула, которую они используют:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

Из формулы:

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

- видно, что колесо с заданным напором и подачей,
при увеличении частоты вращения увеличивает
быстроходность

- ВИДНО, ЧТО колесо с заданным напором и подачей, при увеличении частоты вращения увеличивает быстроходность
- При увеличении коэффициента быстроходности происходит возрастание относительной ширины лопасти рабочего колеса на выходе и уменьшение относительного диаметра, т.е. рабочее колесо преобразуется последовательно из радиального в осевое.

Центробежные			Диагональные	Пропеллерные
тихоходные	нормальные	быстроходные		
 $n_s = 40 \div 80$ $D_2/D_0 \approx 2,5$	 $n_s = 80 \div 120$ $D_2/D_0 \approx 2$	 $n_s = 120 \div 200$ $D_2/D_0 \approx 1,8 \div 1,1$	 $n_s = 200 \div 500$ $D_2/D_0 \approx 1,2 \div 1,1$	 $n_s = 500 \div 1200$ $D_2/D_0 \approx 0,8$

Центробежные			Диагональные	Пропеллерные
тихоходные	нормальные	быстроходные		
 $n_s = 40 \div 80$ $D_2/D_0 \approx 2,5$	 $n_s = 80 \div 120$ $D_2/D_0 \approx 2$	 $n_s = 120 \div 200$ $D_2/D_0 \approx 1,8 \div 1,1$	 $n_s = 200 \div 500$ $D_2/D_0 \approx 1,2 \div 1,1$	 $n_s = 500 \div 1200$ $D_2/D_0 \approx 0,8$

Как видно из таблицы, коэффициент быстроходности влияет на форму рабочего колеса.

Так, при значениях $n_s \gg 200$ форма колеса значительно отличается от формы колеса, в котором повышенное давление жидкости создается в основном за счет действия центробежных сил.

У диагональных насосов коэффициент быстроходности равен 200—500, а у осевых он достигает еще больших значений.

Таким образом понятно, что **данное понятие** задействуется для типизации рабочих колес, и сравнения эффективности эксплуатации **при выборе насоса**, определения напора и количества оборотов минуту для достижения **наибольшего КПД**.

*При расчете формы колеса центробежного и осевого насосов по коэффициенту быстроходности **выбирают наиболее рациональные размеры колеса, которые при заданных напоре, подаче и частоте вращения обеспечивают наиболее высокий КПД.***

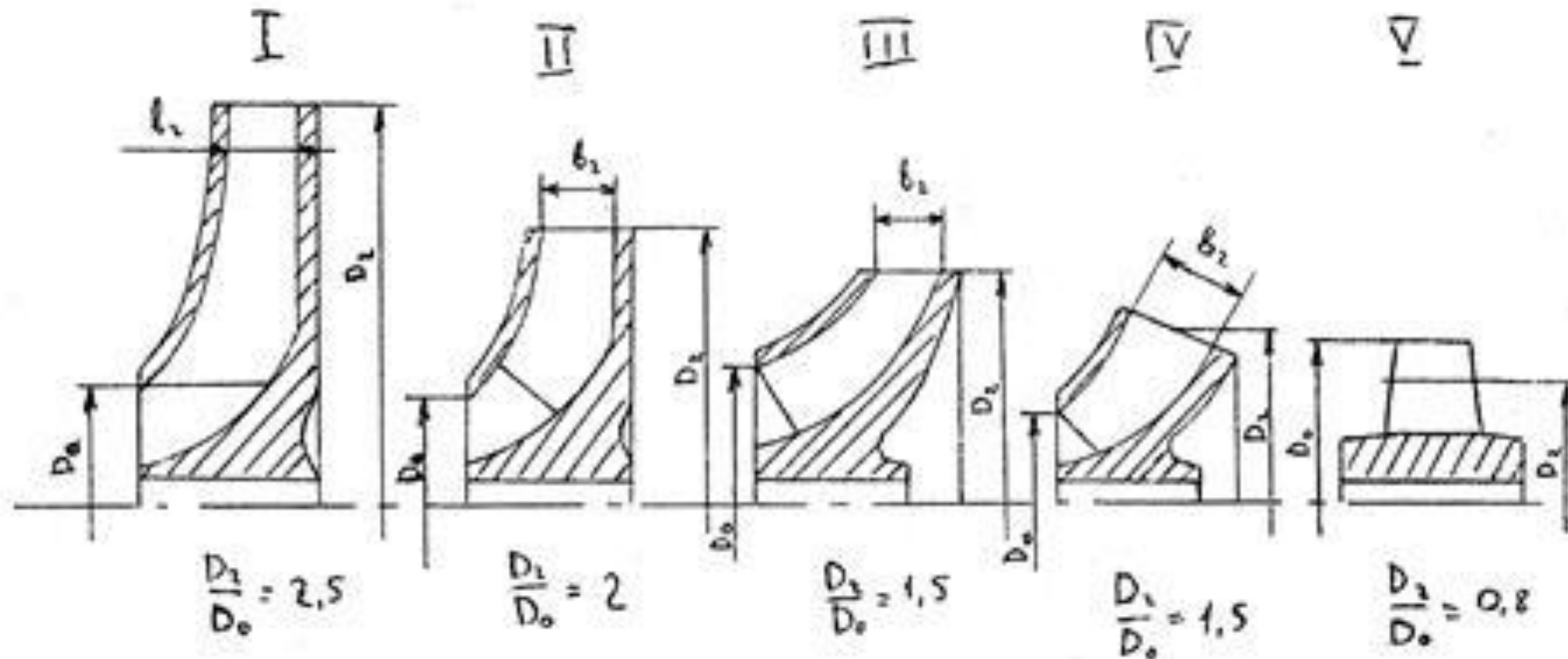
Максимальное значение КПД, равное 90 %, было достигнуто для быстроходных насосов при $n_s = 140$.

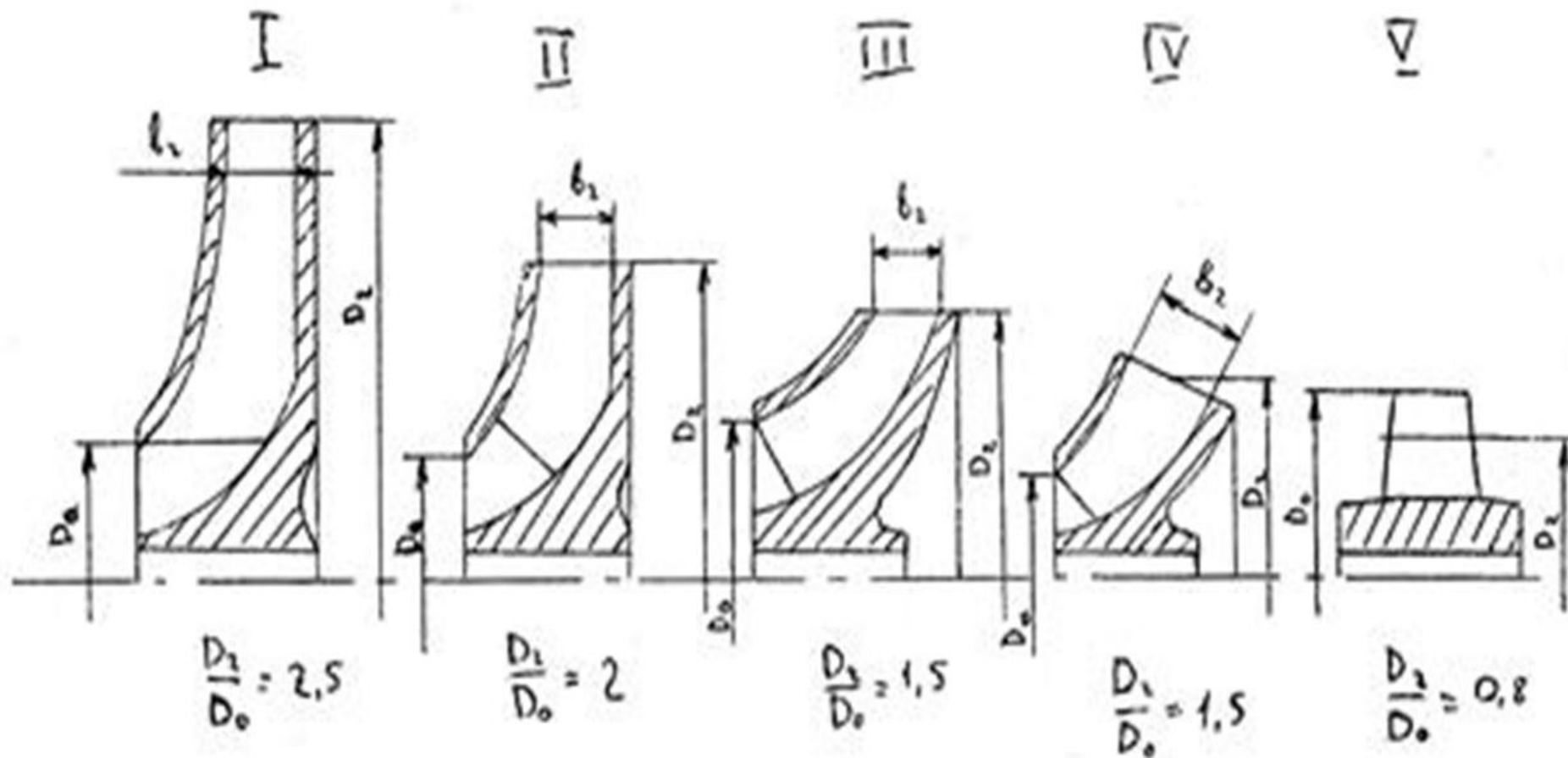
Чтобы получить корректные вычисления, нужно заглянуть в паспортные данные устройства. Но так как указанные там характеристики часто бывают не точными, лучше сделать замер диаметра колеса.

Конструкция колеса в значительной степени зависит от коэффициента быстроходности.

В зависимости от величины n_s рабочие колёса насосов условно разделяют на 5 типов:

1. Тихоходное колесо $n_s = 40-80$ $D_2 / D_1 = 2,5$
2. Нормальное колесо $n_s = 80-150$... 2
3. Быстроходное колесо $n_s = 150-300$... 1,5
4. Диагональное колесо $n_s = 300-600$... 1,2
5. Осевое или пропеллерное колесо $n_s = 600-1200$... $\sim 1,0$





- 1) Тихоходное колесо $n_s = 40-80$ $D_2 / D_1 = 2,5$; 2) Нормальное колесо $n_s = 80-150$... 2
- 3) Быстроходное колесо $n_s = 150-300$... 1,5; 4) Диагональное колесо $n_s = 300-600$... 1,2
- 5) Осевое или пропеллерное колесо $n_s = 600-1200$... $\sim 1,0$

Типы центробежных насосов по коэффициенту быстроходности

Центробежные насосы в зависимости от коэффициента быстроходности разделяют на следующие типы:

1) Тихоходные. У них сильные напоры, но подачи жидкости минимальные. $N_s = 50 < N_s < 80$.

Слабая подача жидкости происходит из-за того, что ширина и диаметр колеса небольшие.

Следовательно, чтобы увеличить напор, нужно расширить входной диаметр РК.

При его увеличении получим значительную утерю дисковых параметров. Но если чересчур сократить выходной проём, то страдает уже гидравлическое давление. Поэтому сейчас и не изготавливают насосы с коэффициентом меньше 50.

Тихоходный центробежный насос



2) Нормальные по N_s : $N_s=80 < N_s < 150$.

При повышении коэффициента быстроходности рабочее колесо уменьшается в диаметре, но при этом его ширина и входной диаметр растёт.

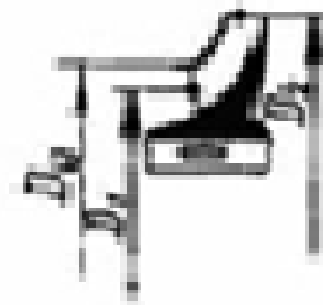
То есть, *напор идёт в убыток, но при этом подача воды оказывается в плюсе.*

3) Быстроходные: $N_s = 150 < N_s < 300$.

Рабочее колесо создает разную среду пребывания для жидкости в наружном и внутреннем ободе РК. Для нормального функционирования центробежного агрегата требуется уравнивать все потоки жидкости, сделав их напор одинаковым.

То есть входы и выходы углов лопатки сильно различаются, что и делает форму лопатки весьма своеобразной.

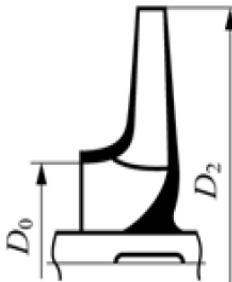
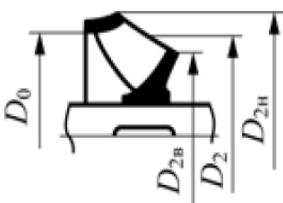
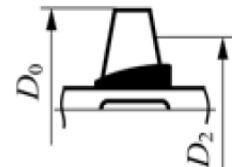
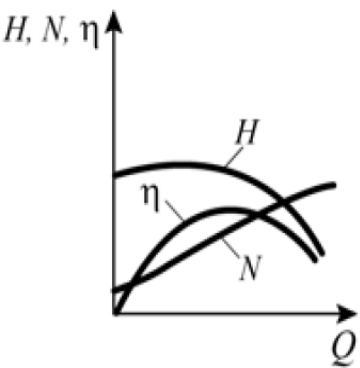
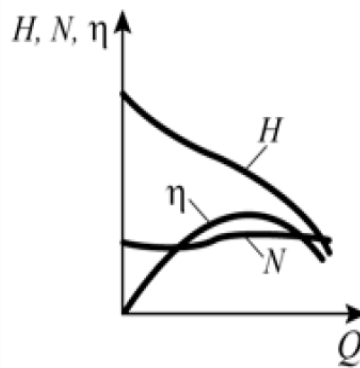
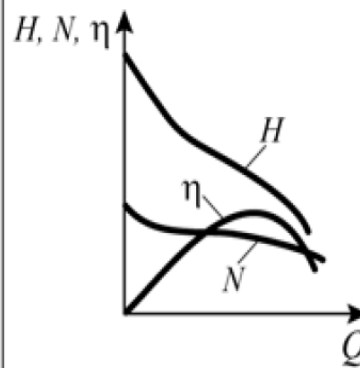
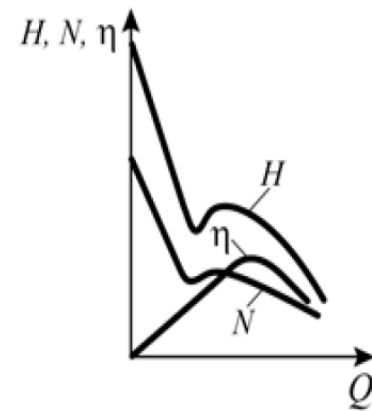
быстроходные



$$\begin{aligned} L_s &= 120 \div 200 \\ D_1/D_0 &\approx \\ &\approx 1,8 \div 1,1 \end{aligned}$$



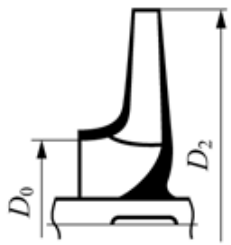
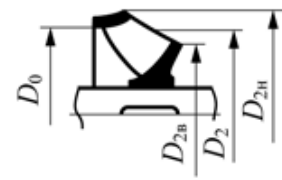
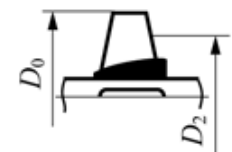
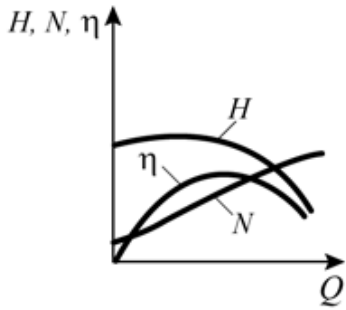
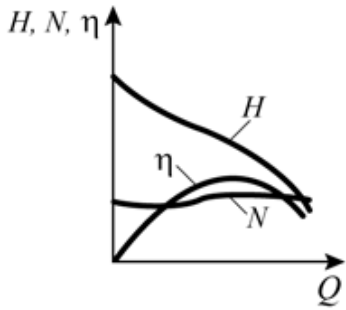
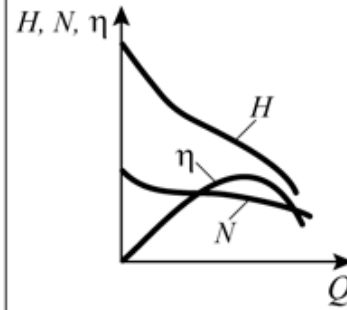
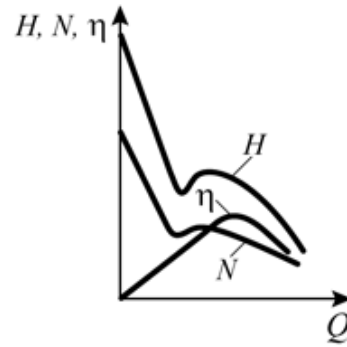
Рис. Классификация рабочих колес по коэффициенту быстроходности

Параметр рабочих колес	Центробежные		Полуосевые	Осевые (пропеллерные)
	Тихоходные	Нормальные		
N_s	50...90	80...300	250...500	500...1000
Сечение рабочего колеса				
D_2/D_0	3,0...2,5	2,5...1,4	1,4...0,9*	0,8*
Форма лопатки	Цилиндрическая	Двойной кривизны на входе, цилиндрическая на выходе	Двойной кривизны	Двойной кривизны
Характеристика				
* У полуосевых и осевых насосов $D_1 = (D_{2н} + D_{2в})/2$				

Обратите внимание на вид рабочих { $H=f(Q)$ } характеристик разных насосов. На их **разный** вид!

Рис. Классификация рабочих колес по коэффициенту быстроходности (значения N_s в верхней строке даны для российской классификации: размерность Q – м³/с, а в строке ниже – в американской при Q - галлон/мин и H - фут вод. ст.)

Доп.

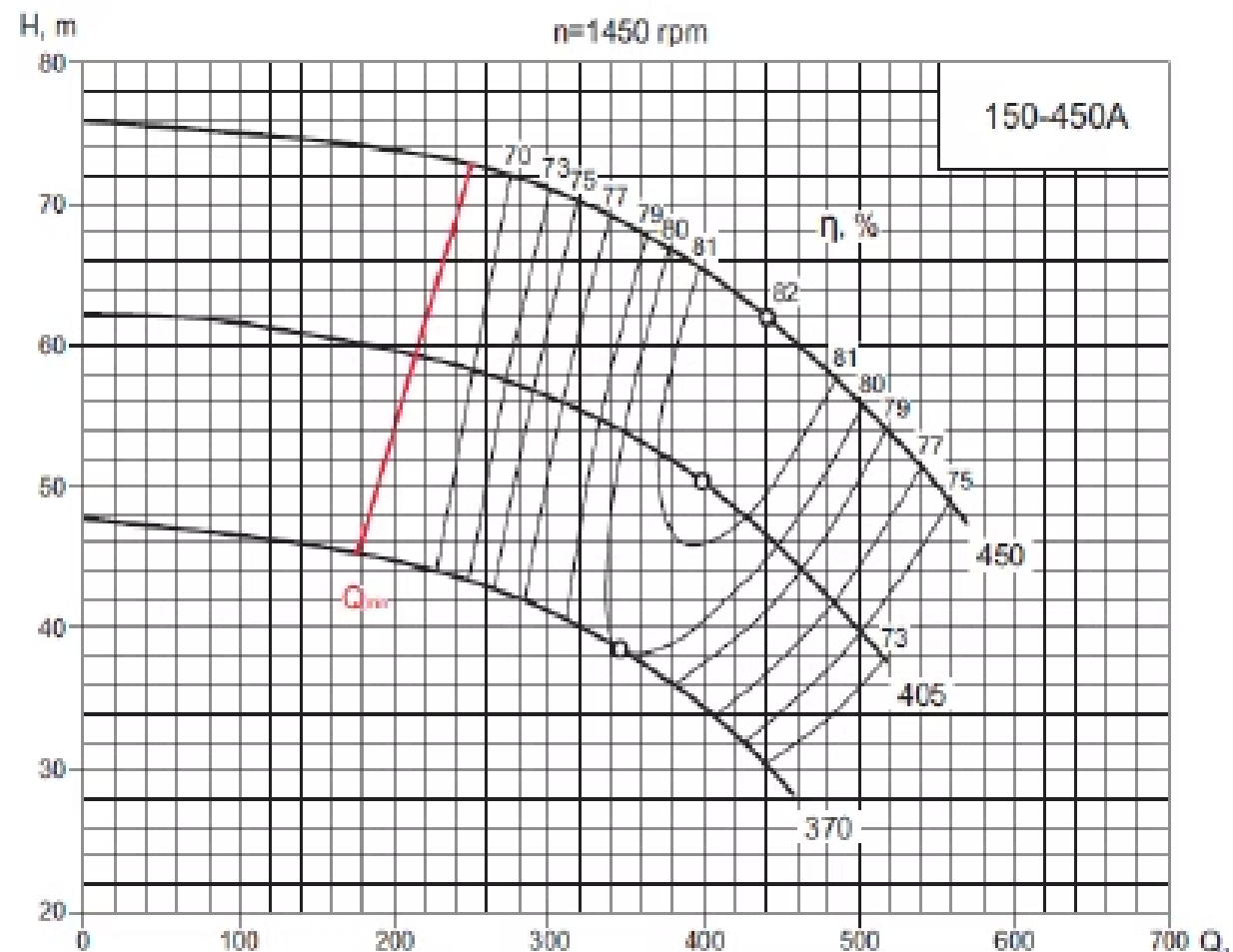
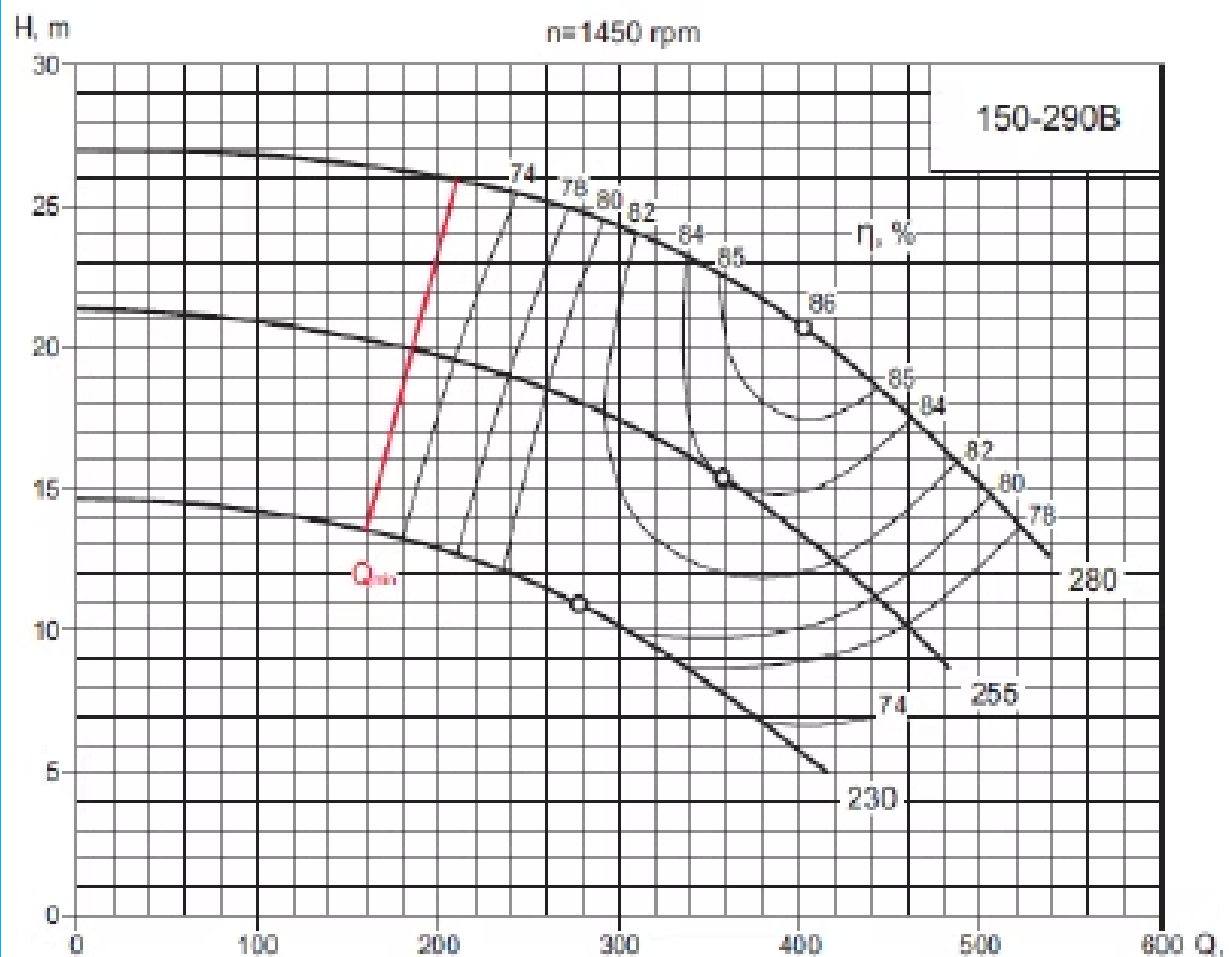
Параметр рабочих колес	Центробежные		Полуосевые	Осевые (пропеллерные)
	Тихоходные	Нормальные		
N_s	50...90 700...1300 ам. ед.	80...300 1100...4250 ам. ед.	250...500 3550...7100 ам. ед.	500...1000 7100...14150 ам. ед.
Сечение рабочего колеса				
D_2/D_0	3,0...2,5	2,5...1,4	1,4...0,9*	0,8*
Форма лопатки	Цилиндрическая	Двойной кривизны на входе, цилиндрическая на выходе	Двойной кривизны	Двойной кривизны
Характеристика				
* У полуосевых и осевых насосов $D_1 = (D_{2н} + D_{2в})/2$				

Это реальная иллюстрация влияния диаметра рабочего колеса и значения η_s на КПД.

Мы видим разницу в КПД между насосами с разными напорами, разными диаметрами рабочих колес (290 и 450 мм), практически одинаковыми расходами.

Насос с напором 21 м имеет КПД 86%, насос с напором 61 м имеет КПД 82%

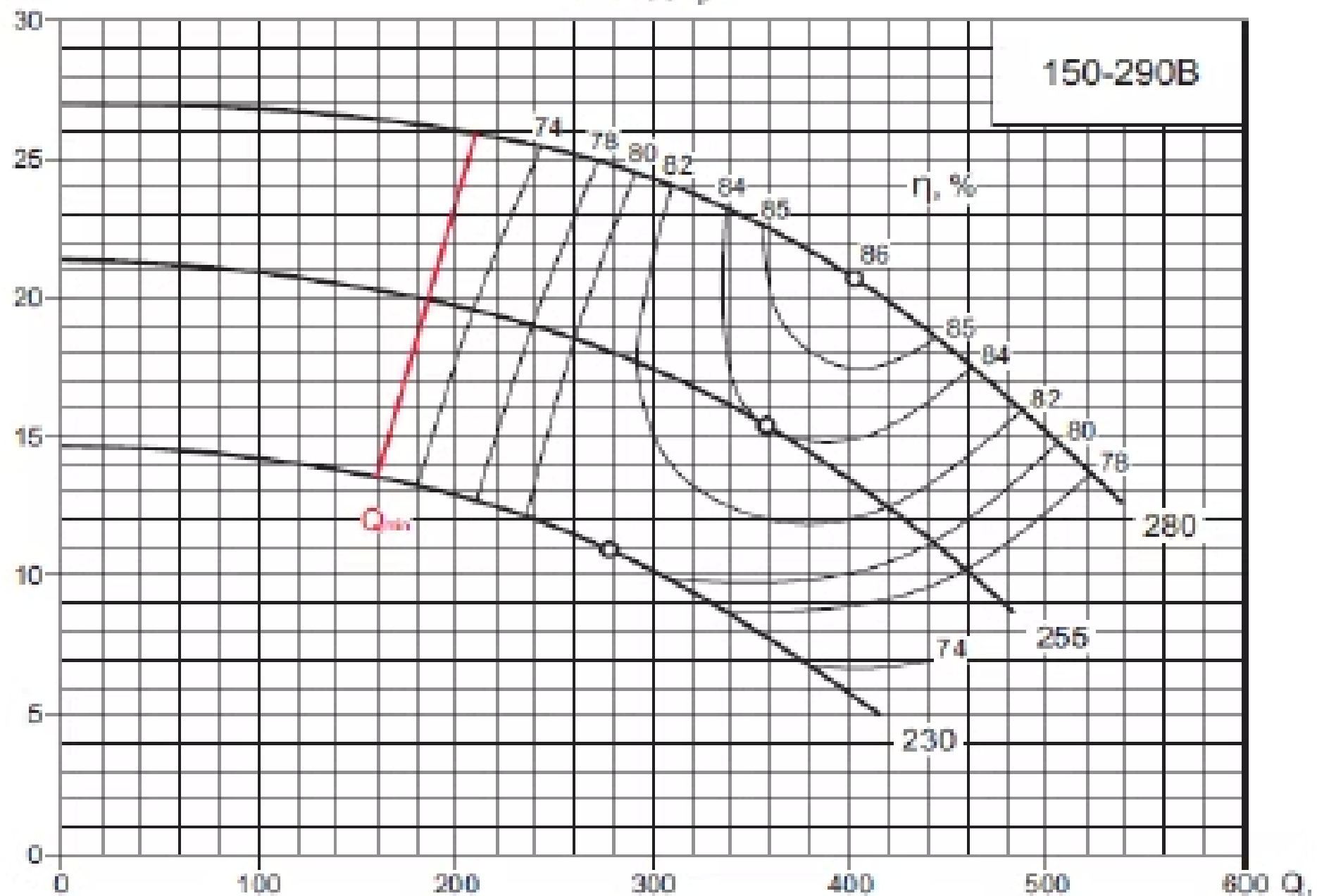
The difference in efficiency between pump with different heads



H, m

$n=1450$ rpm

150-290B



Реальные характеристики центробежных насосов существенно отличаются от теоретических из-за ряда факторов (рис.).

В реальных колесах ограниченное число лопастей, поэтому траектории не всех частиц совпадают с формой лопаток, за счет этого теоретическая характеристика понижается (кривая 1 рис.).

В колесе происходят гидравлические потери за счет трения h_g , пропорциональные квадрату скорости (и квадрату расхода), что выражается кривой 2.

Конструкция рабочего колеса рассчитывается на определенный расход Q_p и скорость V_p , при отклонении от которых возникают так называемые потери на удар h_y , пропорциональные величине (кривая 3). Кроме того, в насосе из-за зазоров и неплотностей часть жидкости перетекает из выходной полости во входную и подача насоса уменьшается. В результате всех этих потерь реальная характеристика 4 проходит существенно ниже теоретической.

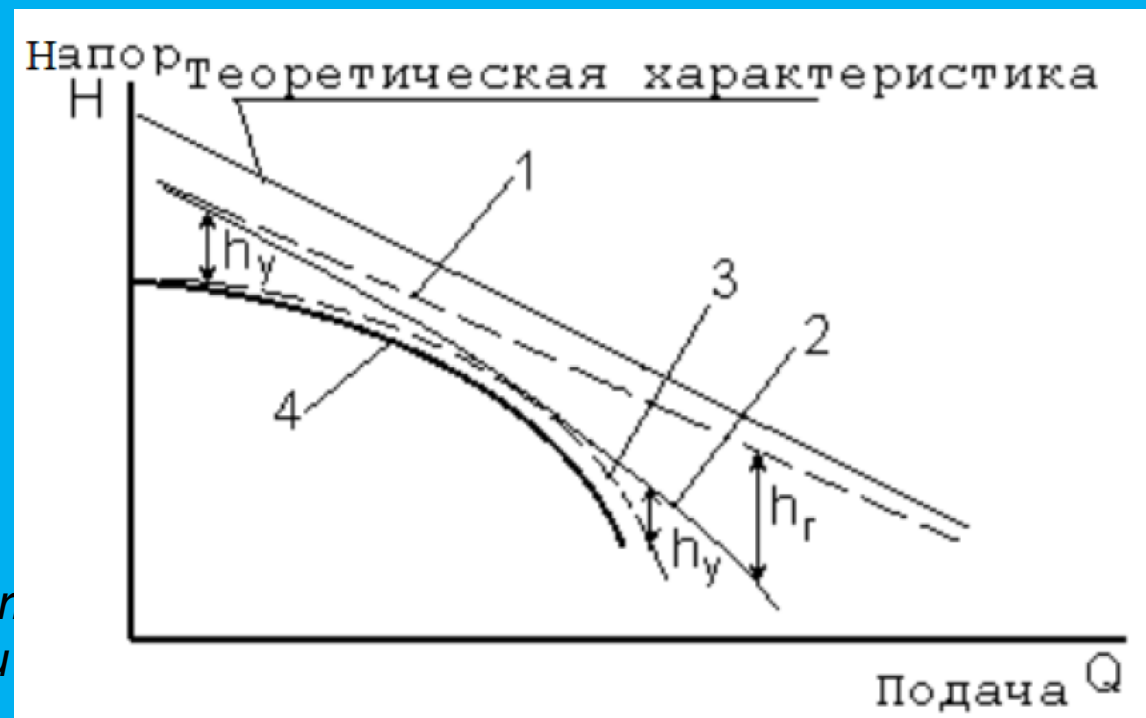


Рис. 17. Отклонение фактической характеристики центробежного насоса от теоретической: 1 – 4 – кривые, учитывающие понижение характеристики за счет: отклонения траектории частиц от формы лопаток (1), гидравлических потерь (2), потерь "на удар" (3), неплотностей в насосе (4)

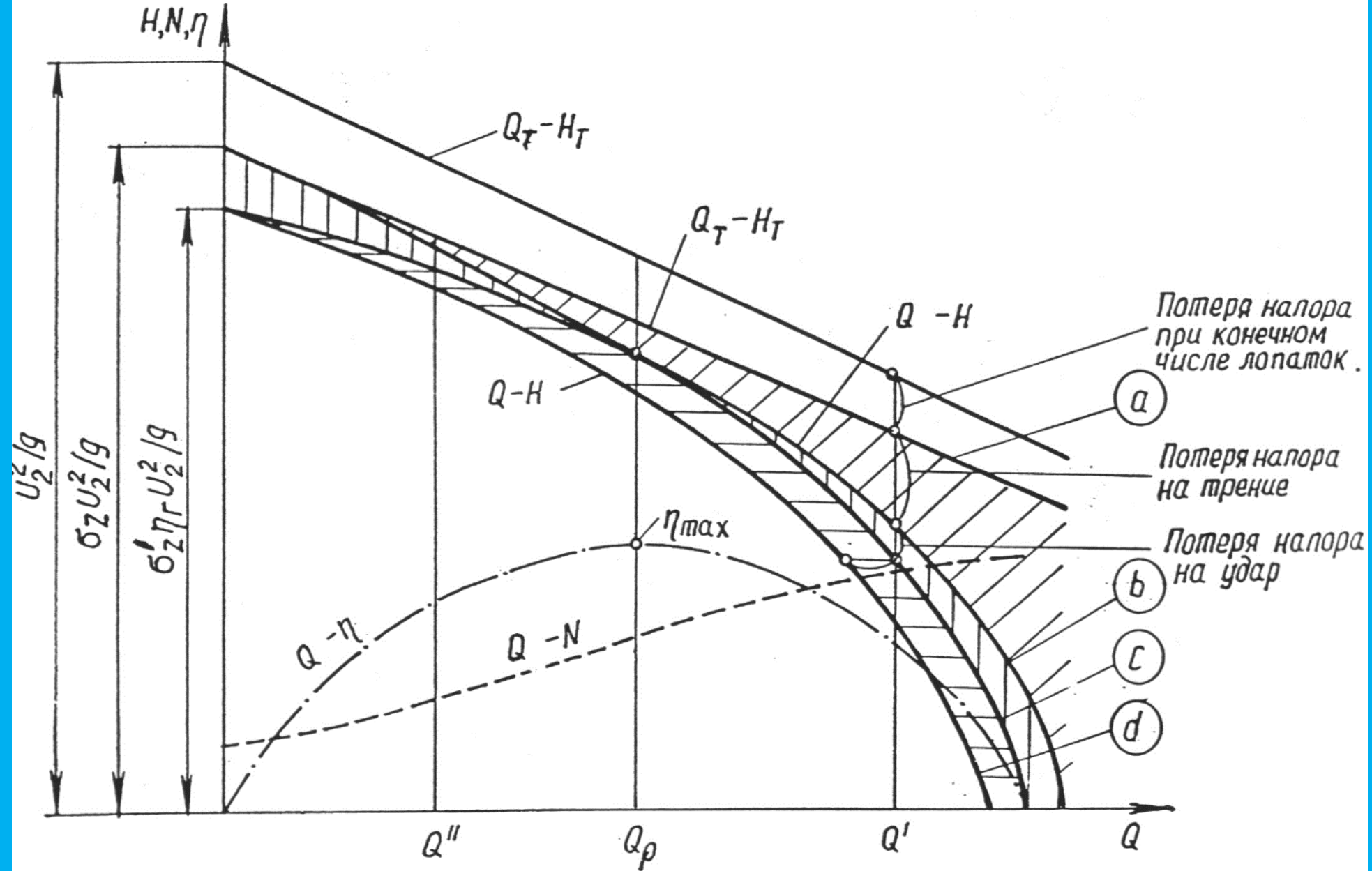
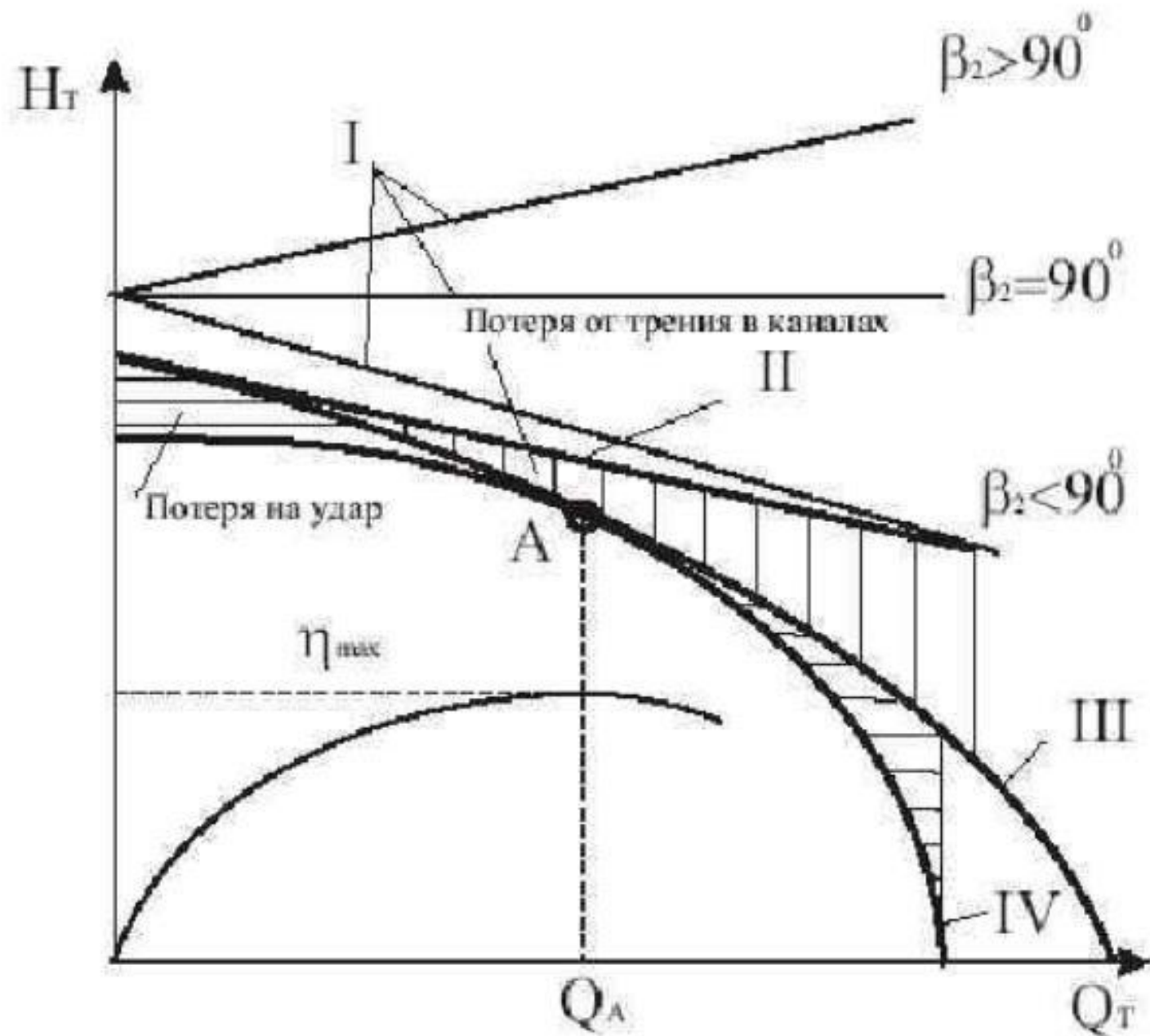
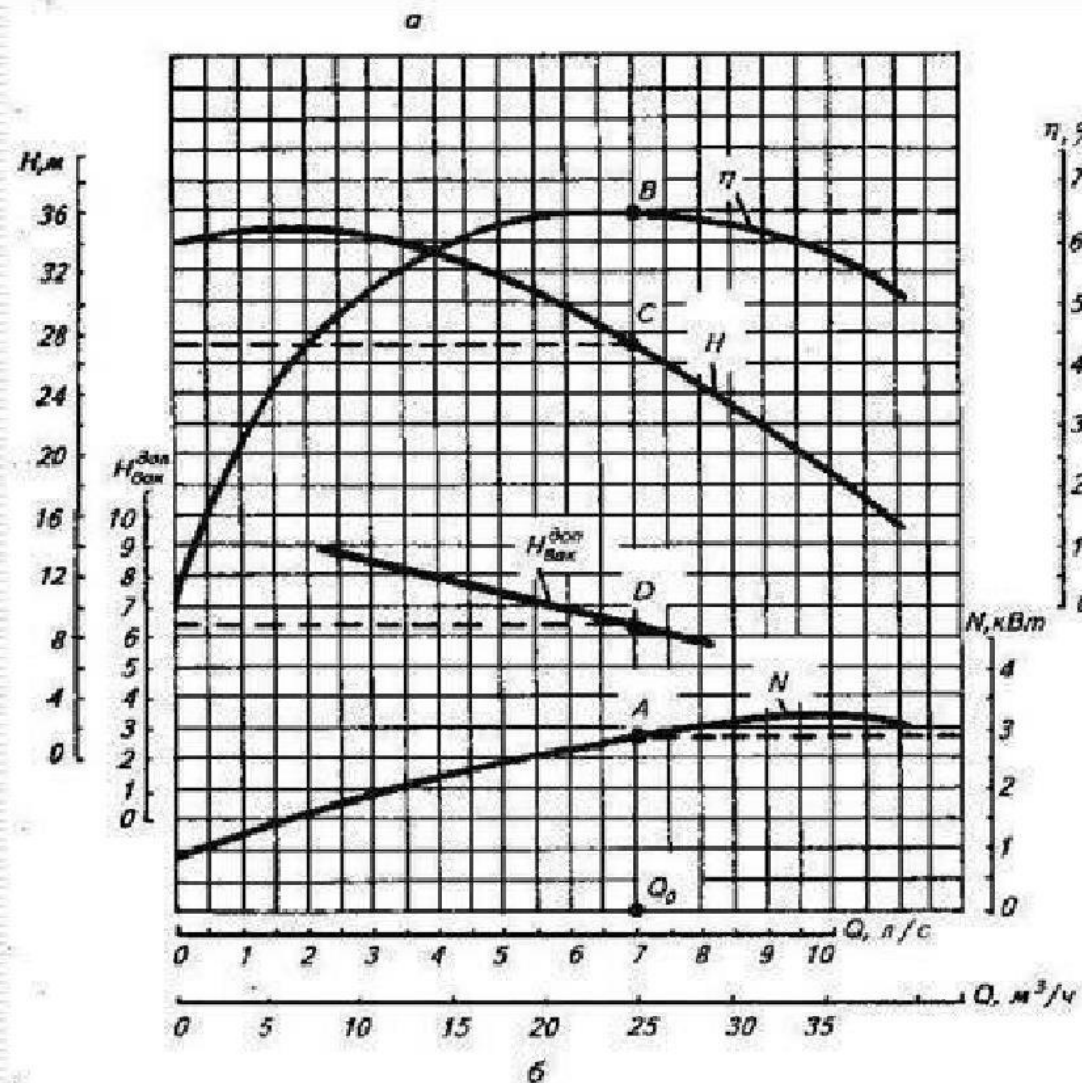


Рис. Теоретические характеристики центробежного насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА



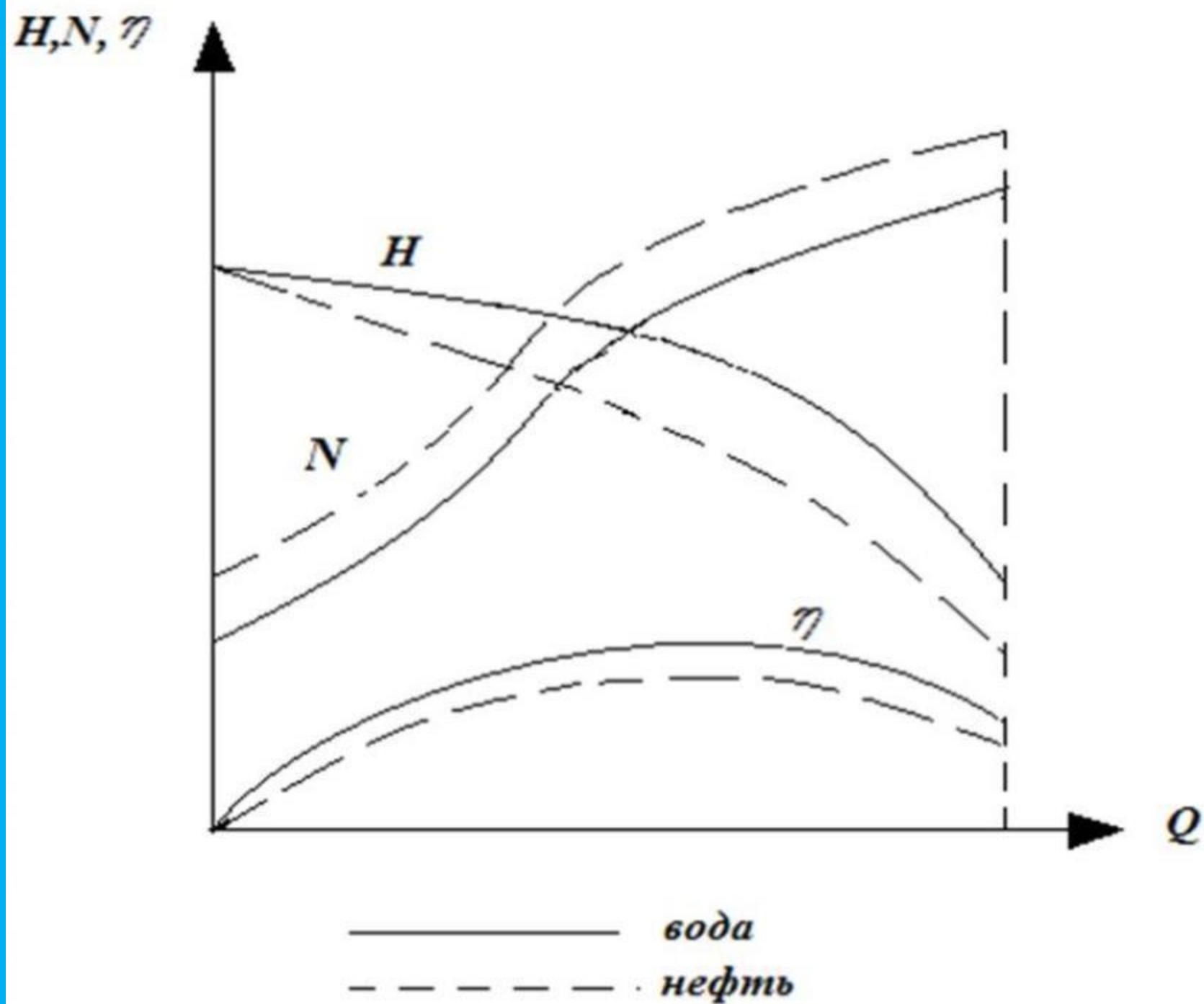
Рабочие характеристики центробежных насосов



Рабочие характеристики центробежных насосов – это графические зависимости основных параметров насосов, таких как напор, мощность, КПД и допустимая вакуумметрическая высота всасывания, от подачи:

$$H = f(Q); N = f(Q); \eta = f(Q); H_{\text{вак.доп}} = f(Q)$$

Характеристики центробежных насосов строят на основании испытаний насосов и приводят в каталогах насосов. Характеристики наглядно показывают эффективность работы насосов при различных режимах и позволяют точно подобрать наиболее экономичный насос для заданных условий работы.



Для анализа работы центробежного насоса, выбора оптимального режима его работы используют его универсальную характеристику (рис.8-20), которая получается при снятии характеристик насоса, но при различных числах оборотов рабочего колеса.

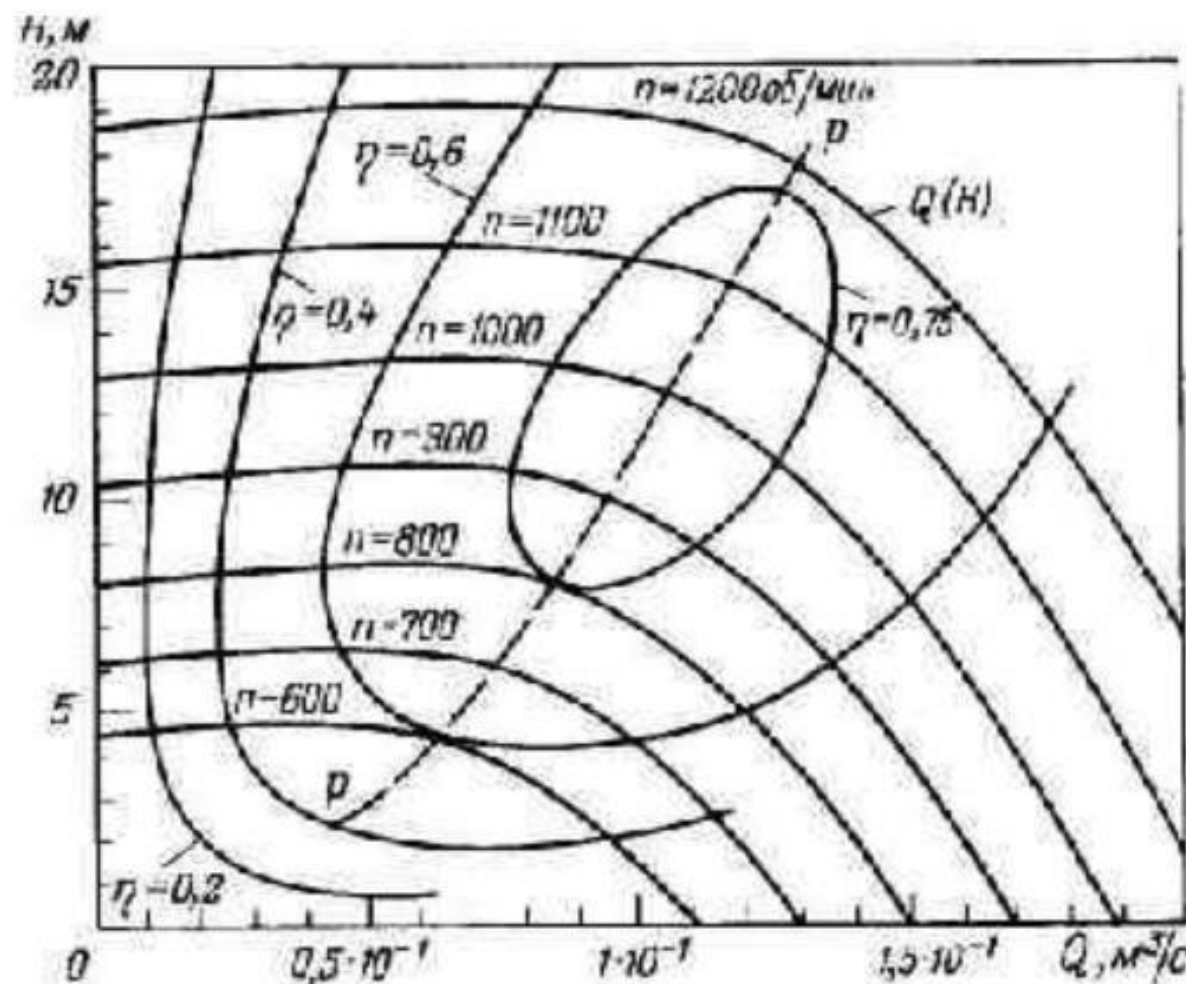
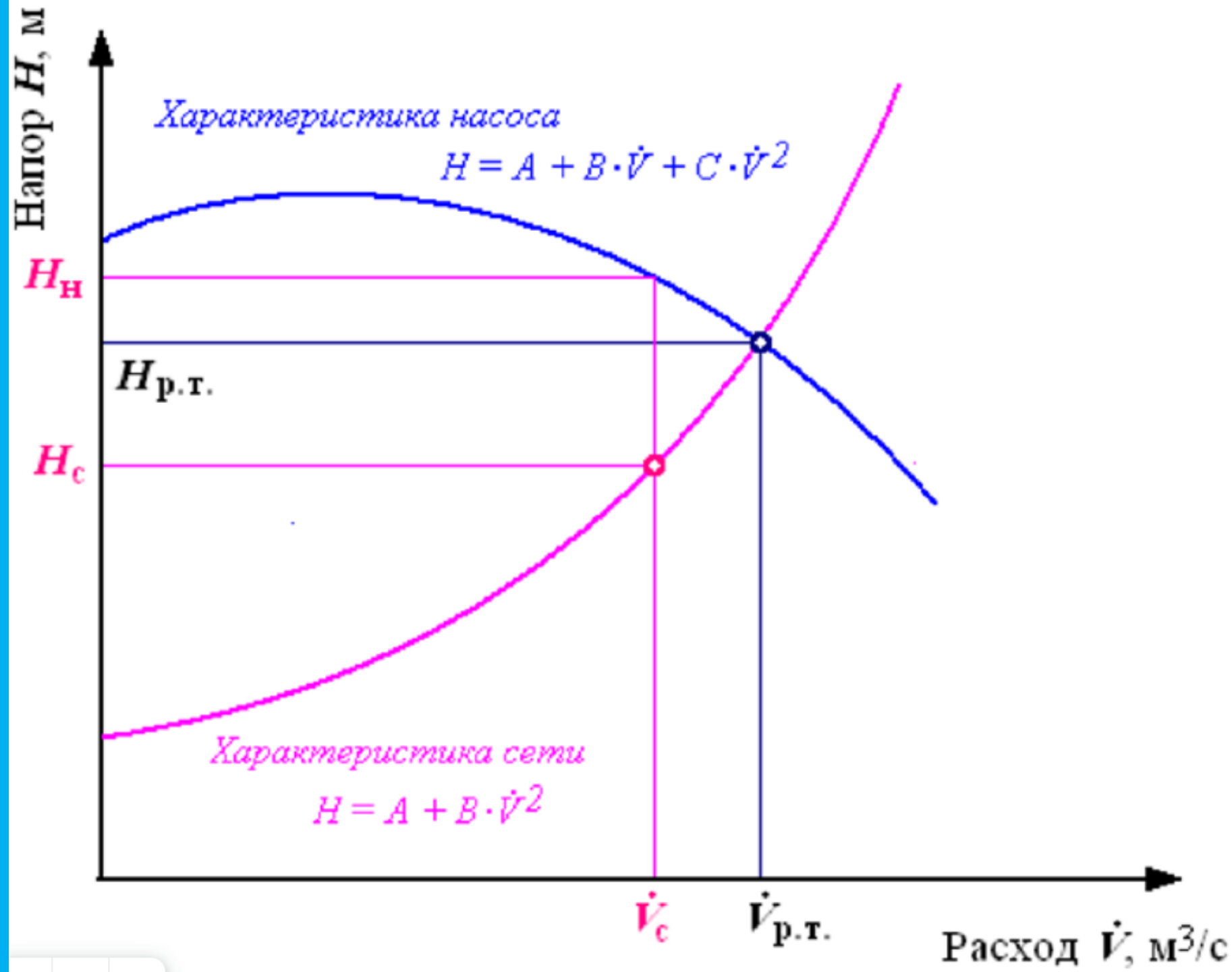


Рис. 8-20. Универсальная характеристика центробежного насоса: $p-p$ -линия оптимальных условий работы насоса

Условные обозначения

- $Q, \text{м}^3/\text{сек}$ - производительность насоса
- $H, \text{м}$ - напор
- n - число оборотов рабочего колеса
- η - КПД насоса

Линия $p-p$ соответствует максимальным значениям к.п.д. насоса при данных числах оборотов рабочего колеса. Универсальная характеристика позволяет наиболее полно провести анализ работы центробежного насоса и выбрать ее оптимальный режим.



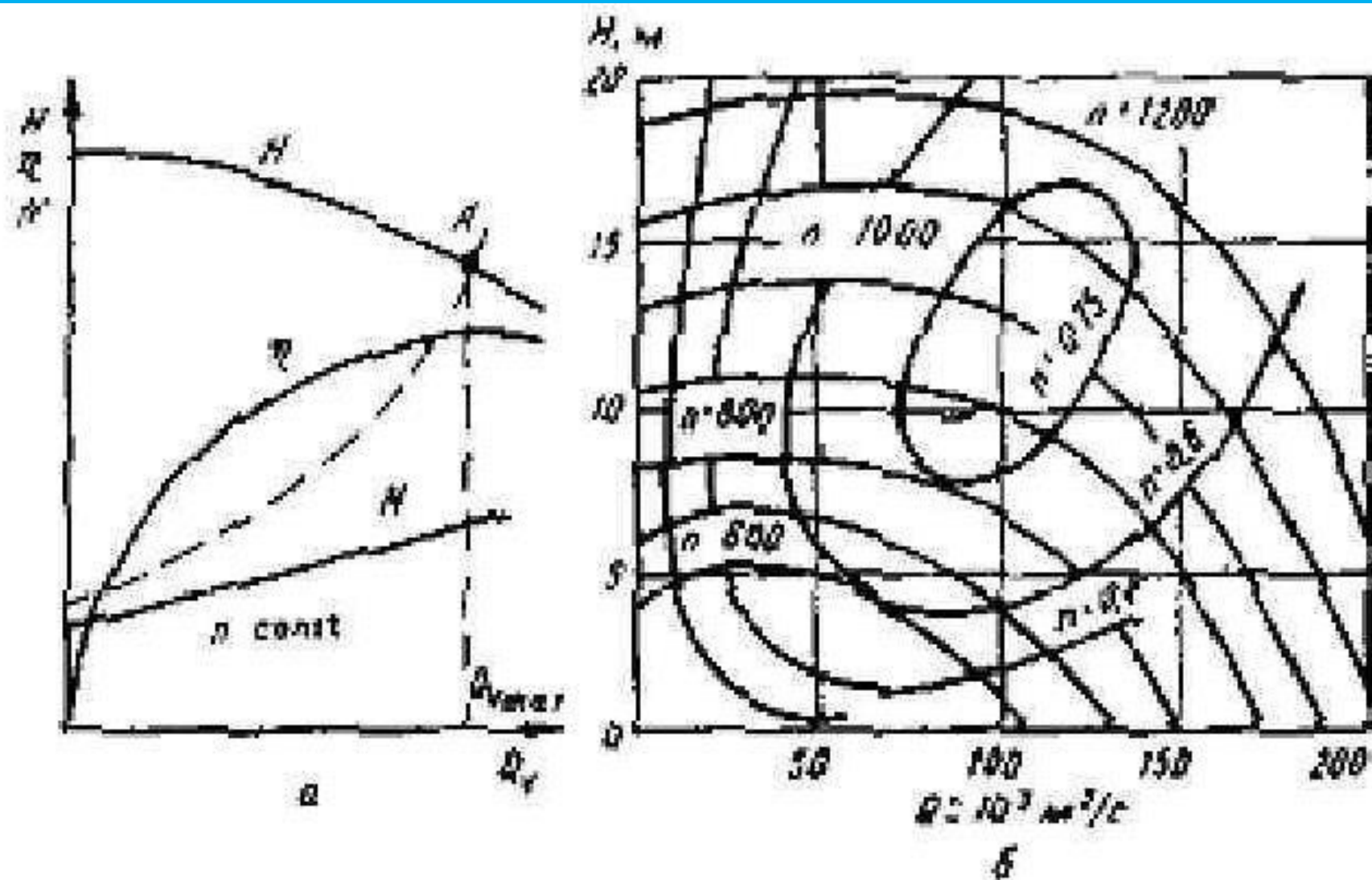
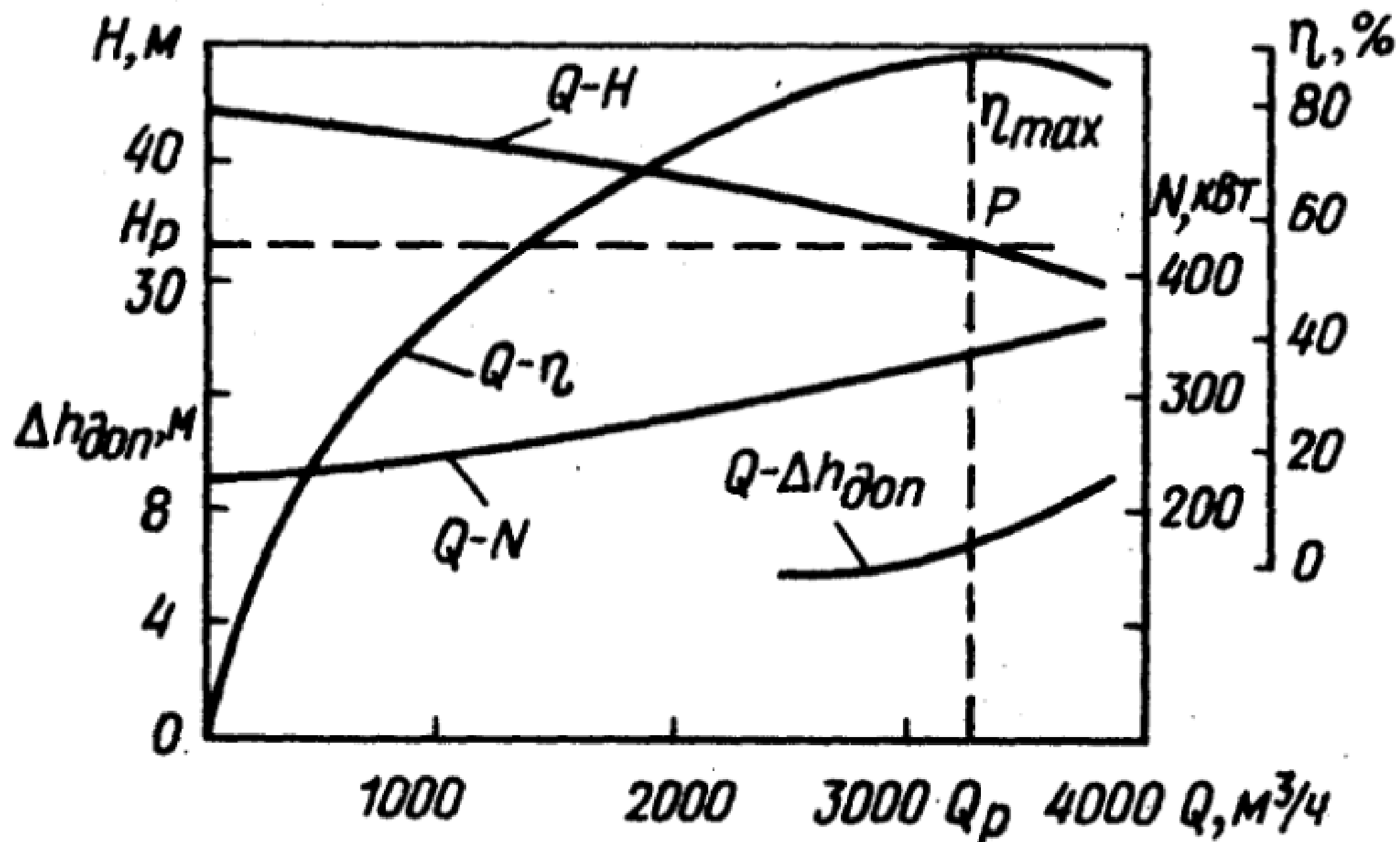
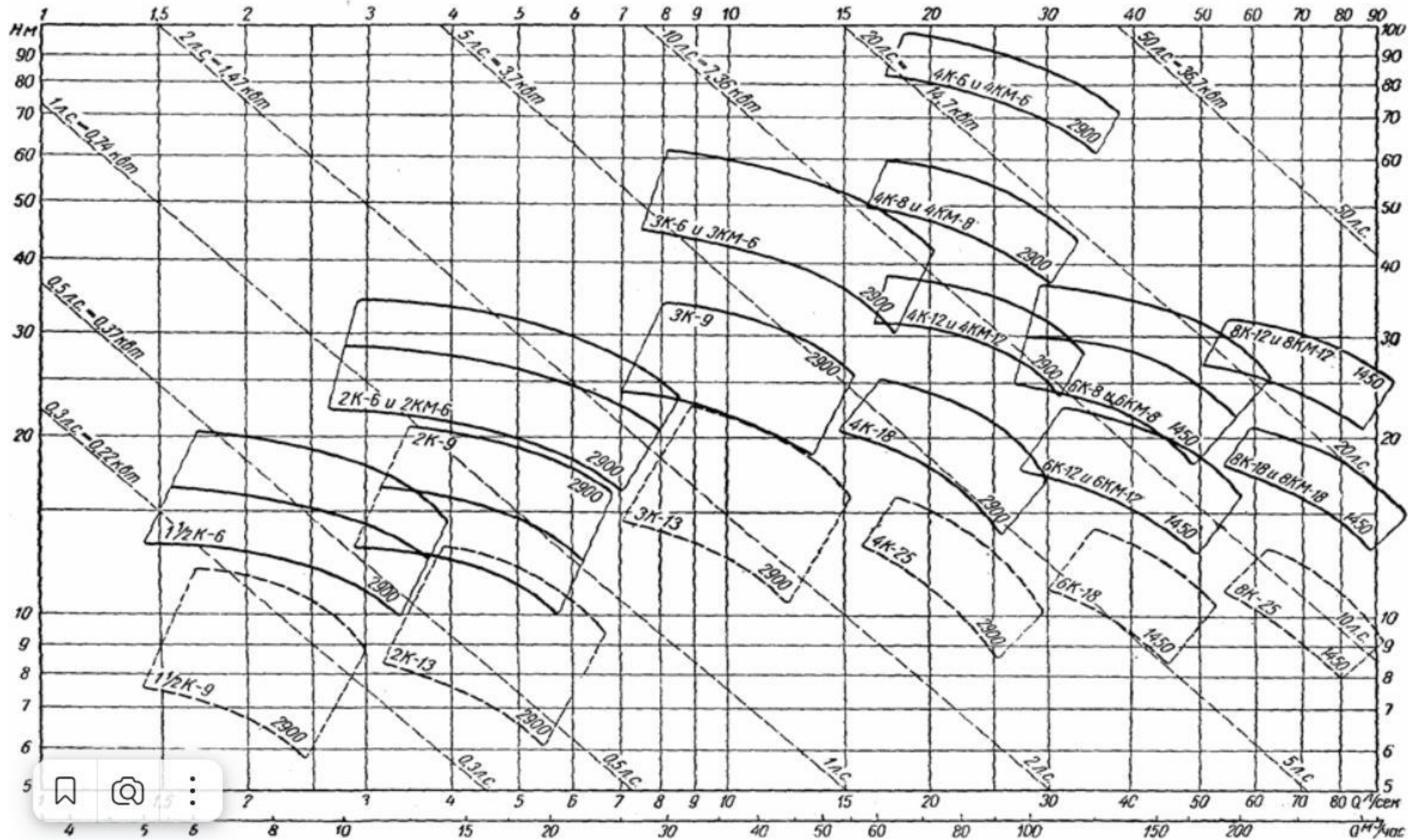
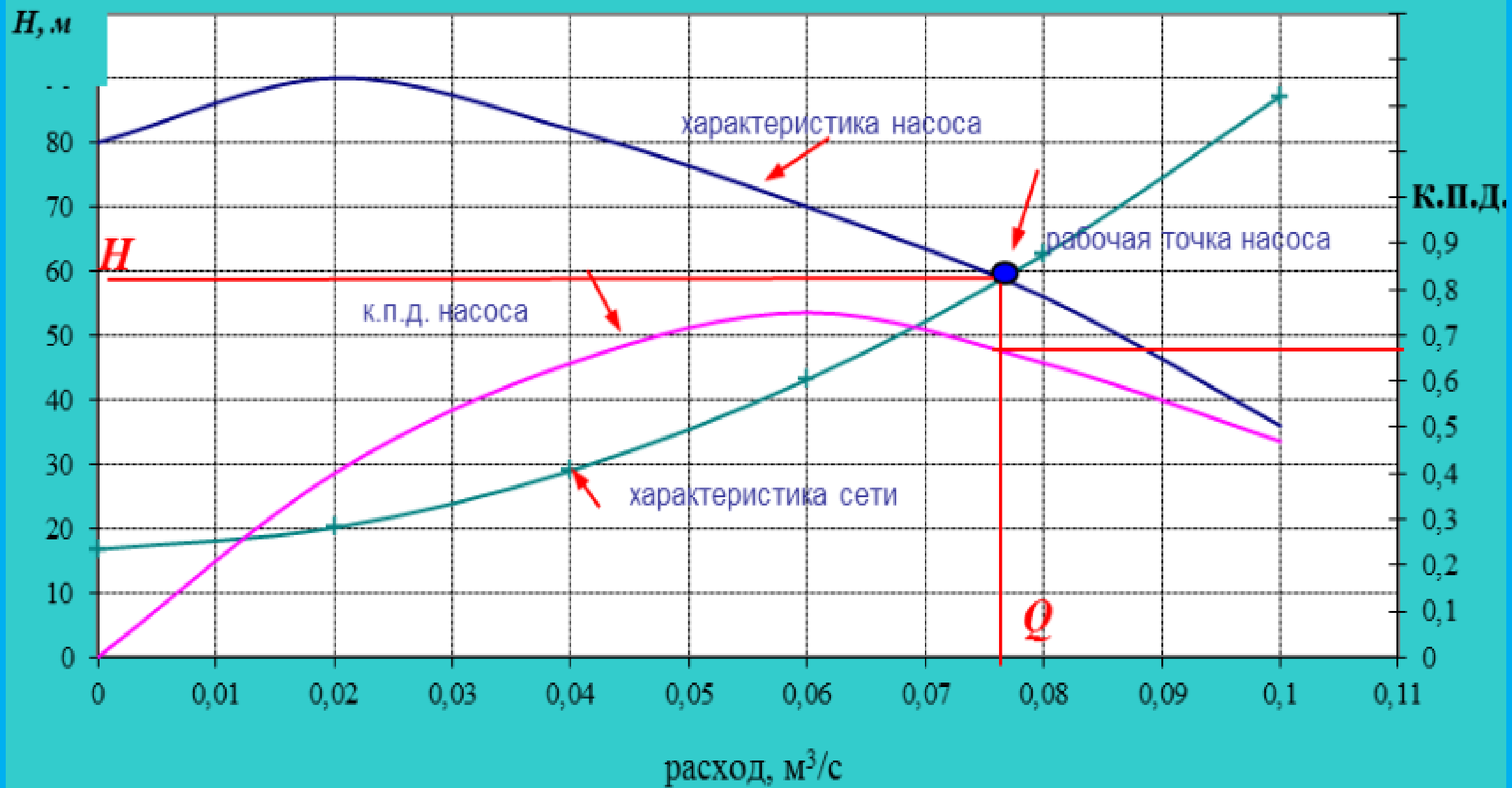


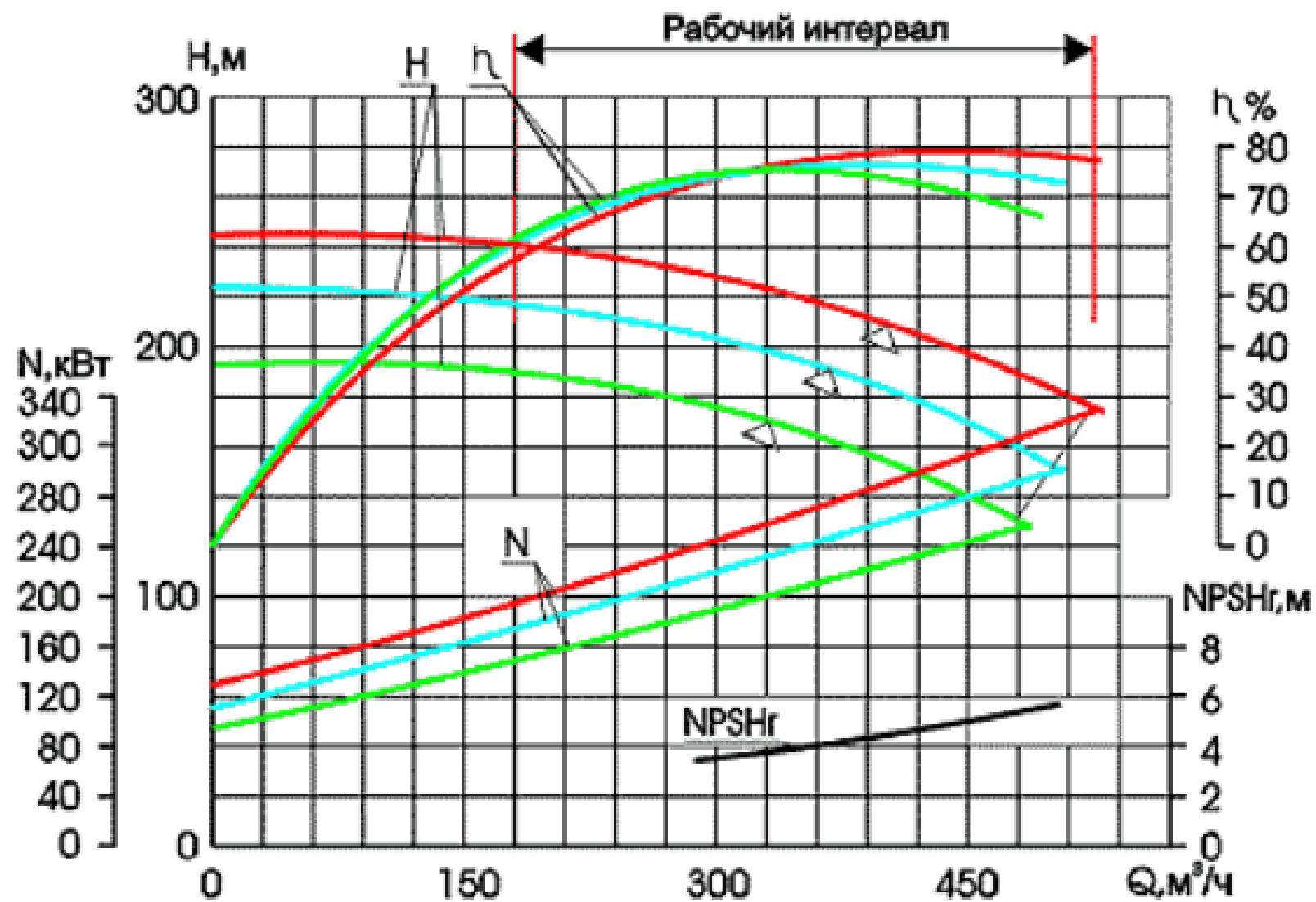
Рисунок 9- Характеристика центробежного насоса:
 a — рабочая, b — универсальная;







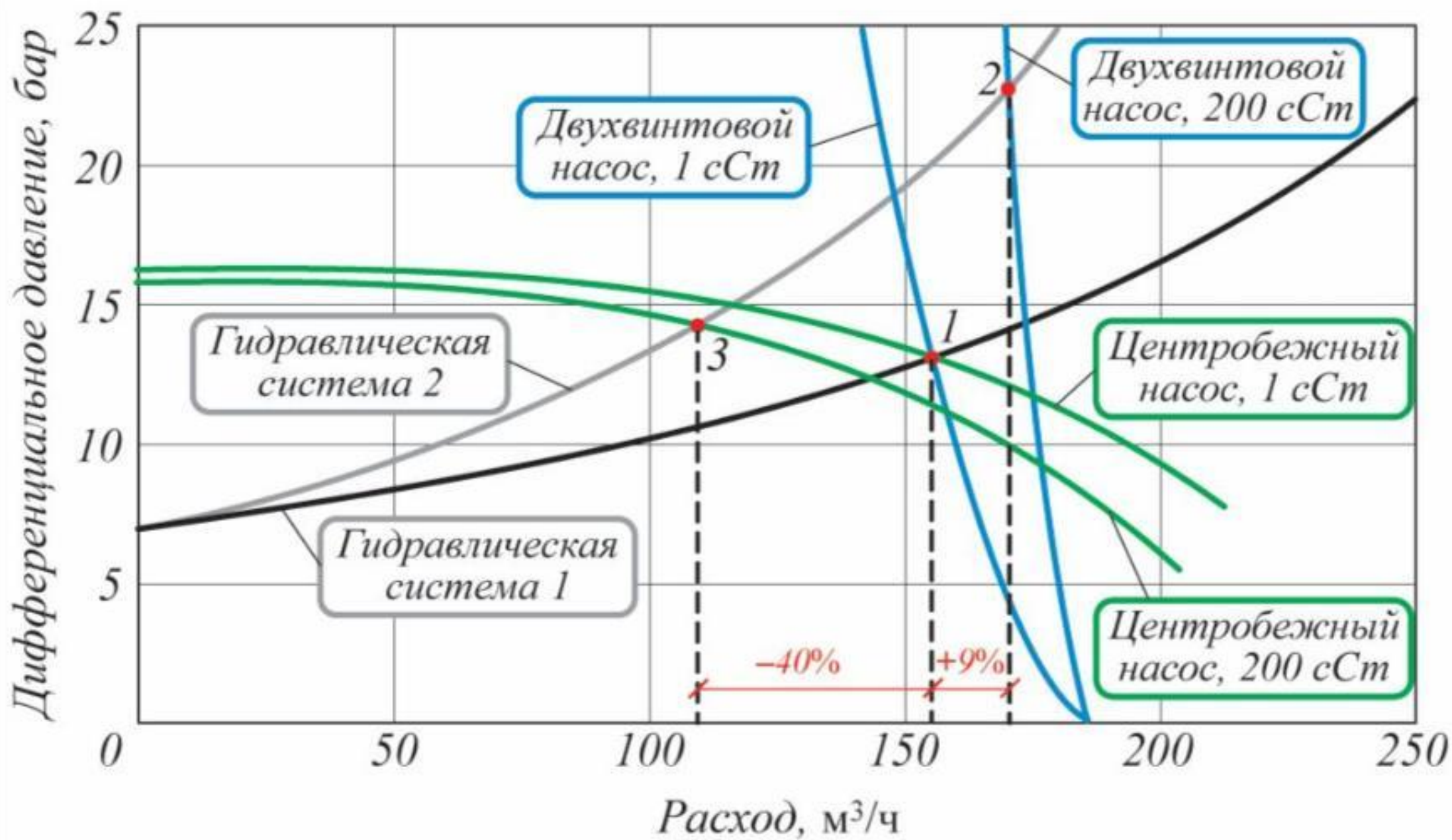
Характеристики насоса ЦН 400-210-С



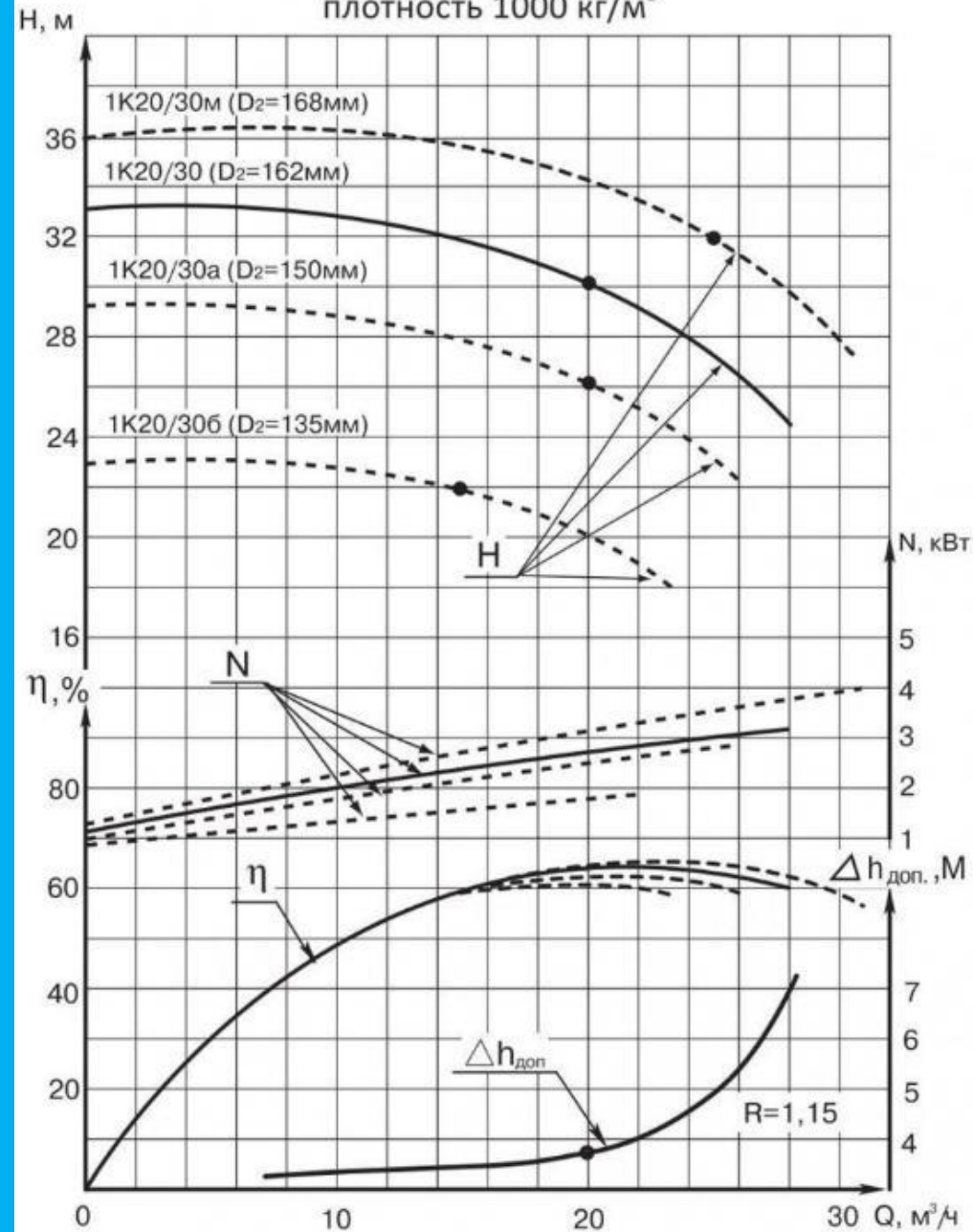
$\rho = 998 \text{ кг/м}^3$
 $n = 1480 \text{ об/мин}$

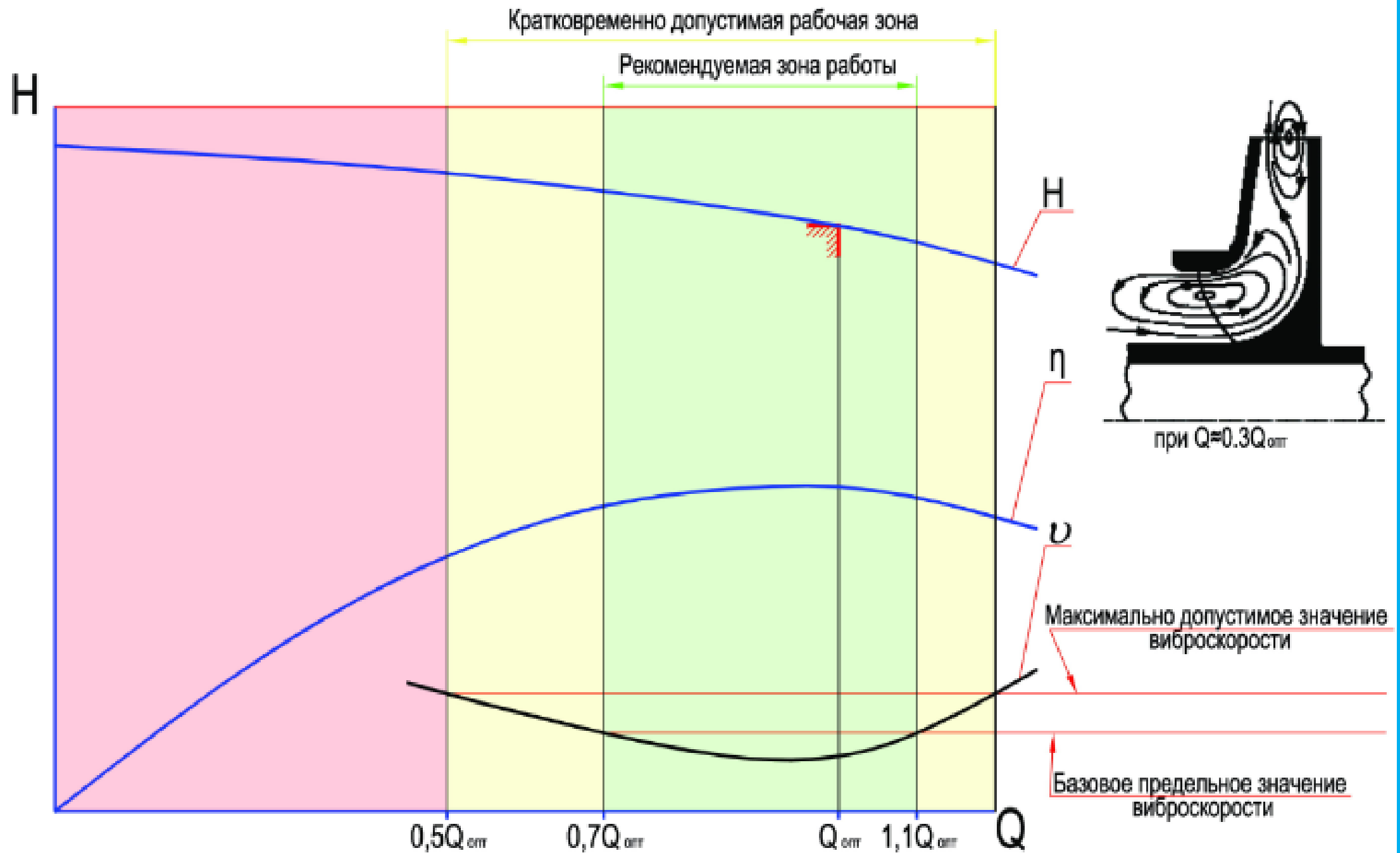


ис. 2. Характеристики насосов с требуемым и избыточным напором.



Характеристика насоса 1K20/30 при частоте
вращения 48с^{-1} (2900 об/мин) на воде –
плотность 1000 кг/м^3

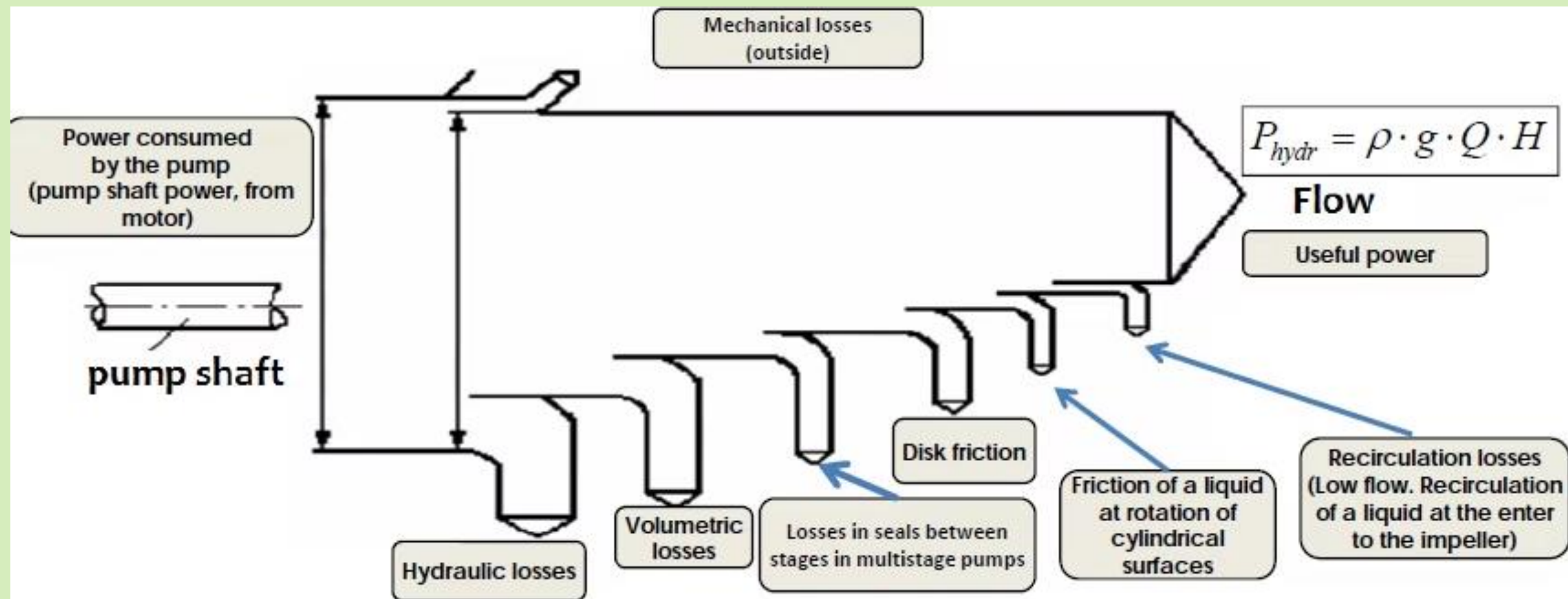




ПОТЕРИ В НАСОСЕ

Все потери в насосах можно разделить на три группы:

1. Гидравлические потери.
2. Механические потери.
3. Объемные потери.



Mechanical losses: friction

- in **bearings** (outside),
- in **shaft** seals (outside);
- on surfaces of the impeller and other details which **rotates in a liquid** (internal).

Hydraulic losses:

- vortex losses **in suction, impeller and discharge**

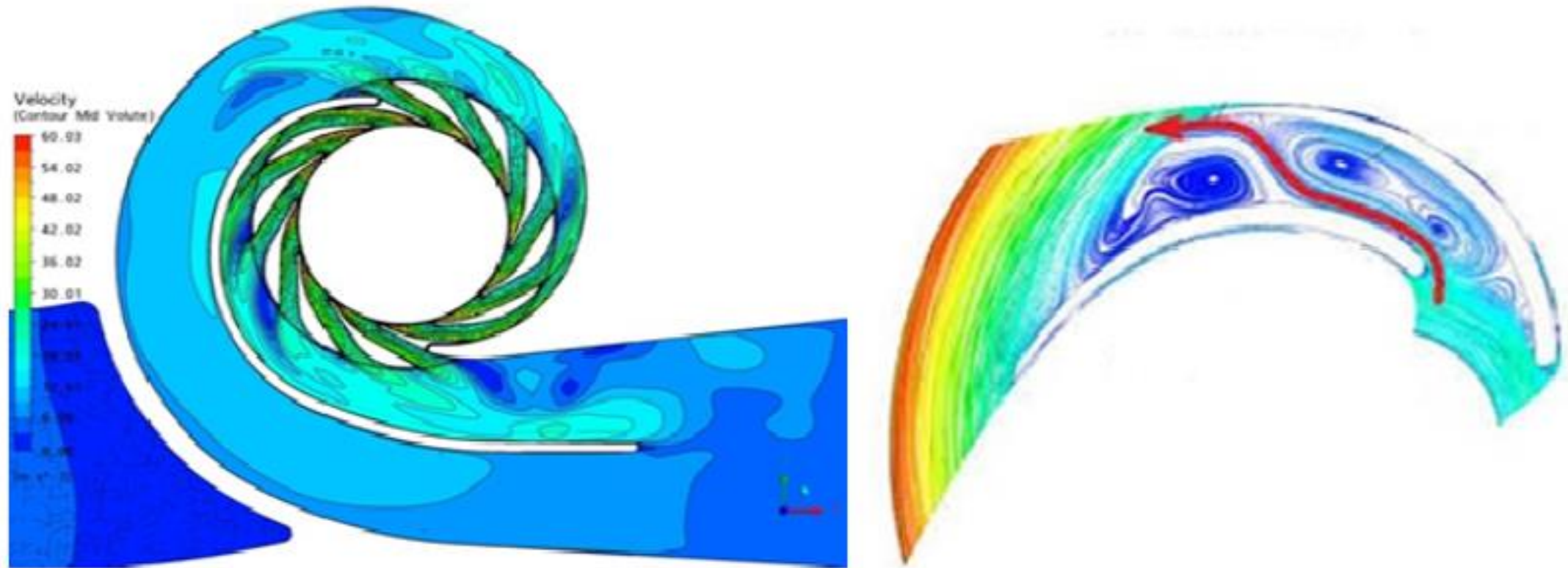
Volumetric losses:

- **leaks** from discharge to suction
- **Leaks** through the pump seals.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В НАСОСЕ

Вихри жидкости, возникающие в рабочем колесе во всасывающем и нагнетательном патрубках и других гидравлических каналах.

Гидравлический КПД говорит о совершенстве конструкции каналов проточной части насоса. Когда насос работает далеко от точки максимального КПД,



МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В НАСОСЕ

На рисунке ниже показаны места возникновения механических потерь на примере насоса двойного всасывания типа Д.

1. Потери на трение в подшипниках.

2. Потери на трение в уплотнениях.

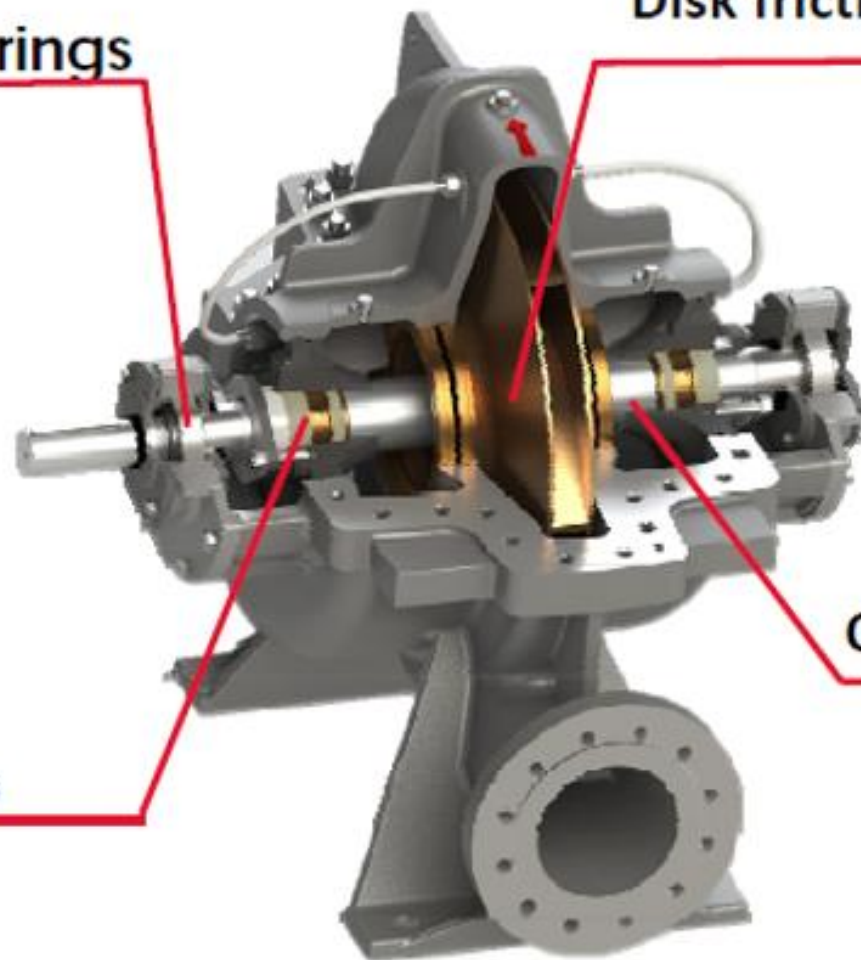
3. Потери на трение на цилиндрических поверхностях валов о жидкость.

Вал вращается в жидкости и из-за вязкости жидкость сопротивляется вращению вала.

4. Дисковое трение дисков рабочего колеса о жидкость. См. Более подробное объяснение ниже.

Friction in bearings

Disk friction of impeller shrouds



Cylindrical surfaces friction

Friction in seals

Механические потери могут увеличиваться если в насосе возникает дополнительные механические потери.

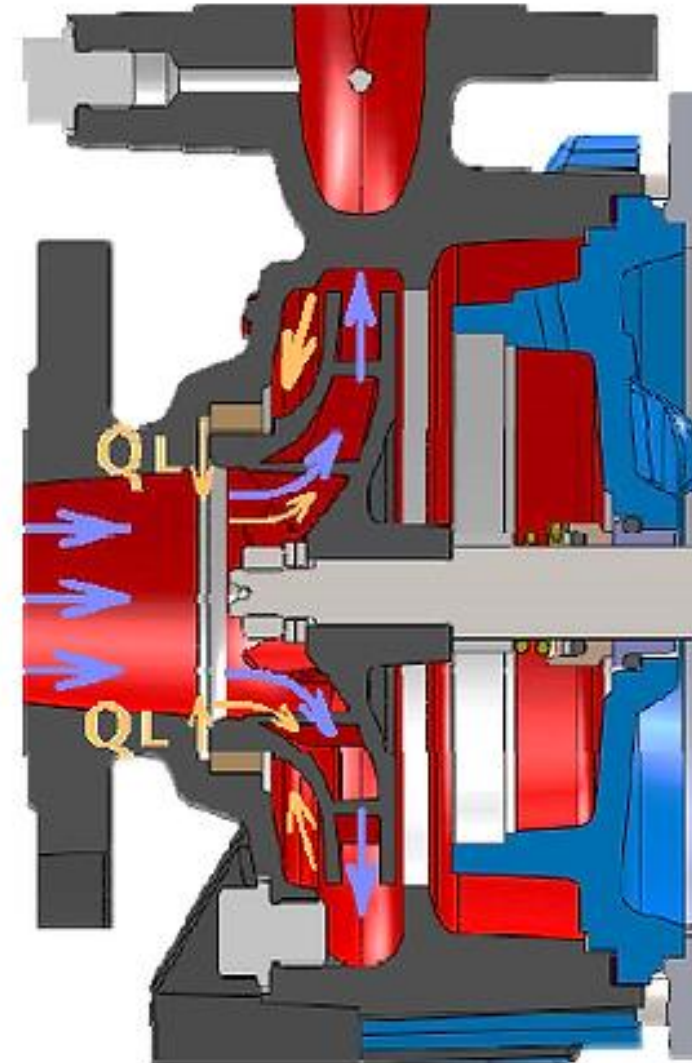
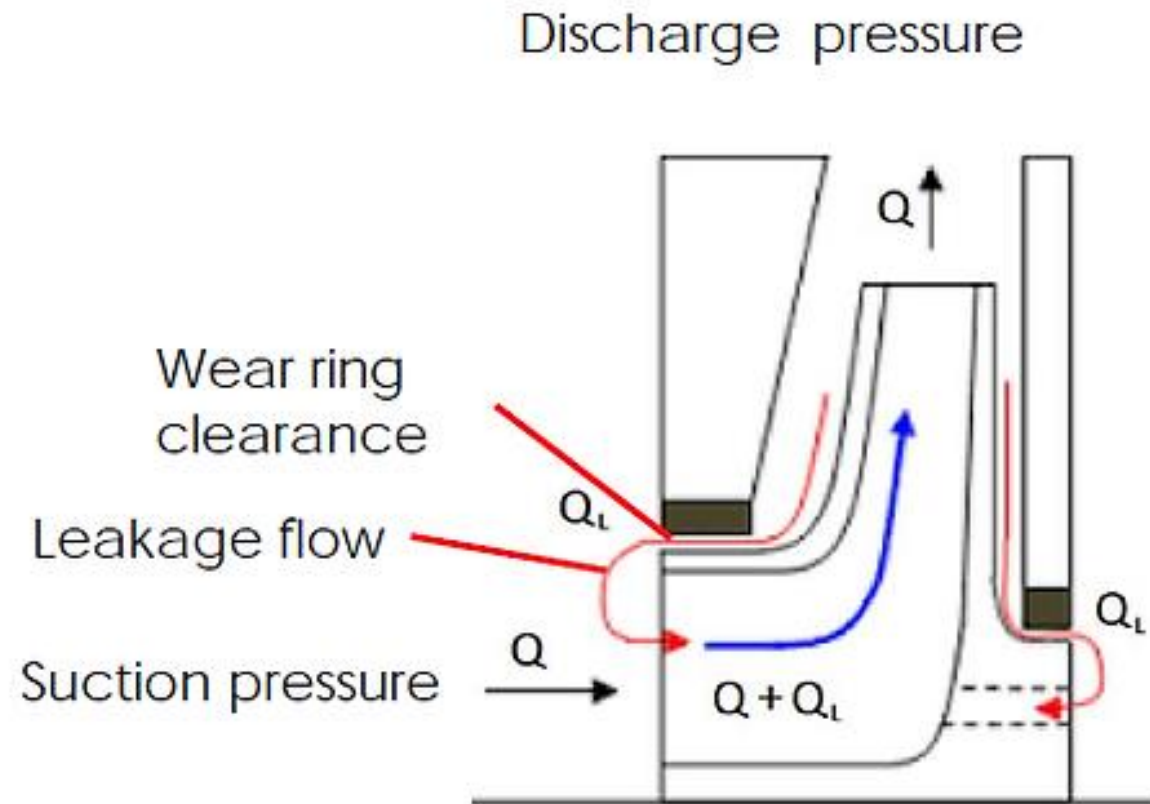
Признаком увеличенных механических потерь является увеличение потребляемой мощности.

Увеличение механических потерь может быть вызвано следующими причинами:

- - Касание рабочего колеса о кольца щелевых уплотнений.
- - Попадание посторонних предметов (песка) в зазор щелевого уплотнения рабочего колеса.
- - Разрушением подшипников.
- - Нарушение центровки валов насоса и электродвигателя.
- - Чрезмерная затяжка сальниковых уплотнений.

ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В НАСОСЕ

VOLUMETRIC LOSSES (LEAKAGES)



Каждый насос имеет область с высоким давлением (давление нагнетания) и низким давлением (давление всасывания), вращающиеся элементы и неподвижные элементы.

Жидкость стремится течь из области с высоким давлением в область с низким давлением.

Узел, который отделяет эти две области, называется **щелевым уплотнением**.

Объем жидкости, протекающей через узел щелевого уплотнения, определяется величиной зазора и перепадом давления.

Объем жидкости перетекающий через зазор щелевого уплотнения называется объемными потерями.

ДИСКОВЫЕ ПОТЕРИ В НАСОСЕ

Дисковые потери - это особый вид потерь в насосе.

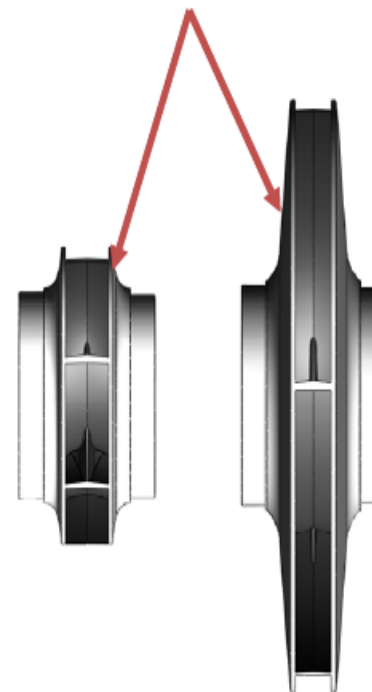
Давайте еще раз посмотрим на рабочие колеса для разных насосов **с разными напорами и одинаковым расходом.** Хорошо видна разница в поверхности дисков рабочих колес. Большая площадь дисков приводит к большим потерям на трение и большим потерям мощности.

Рабочее колесо насоса **с большим напором имеет меньшее значение n_s и меньшее КПД**

Disk losses (Friction losses on the impeller shrouds)

Impeller

Flow – 720 m³/h
Head – 38 m
Diameter – 338 mm
 $n_q = 29,8$

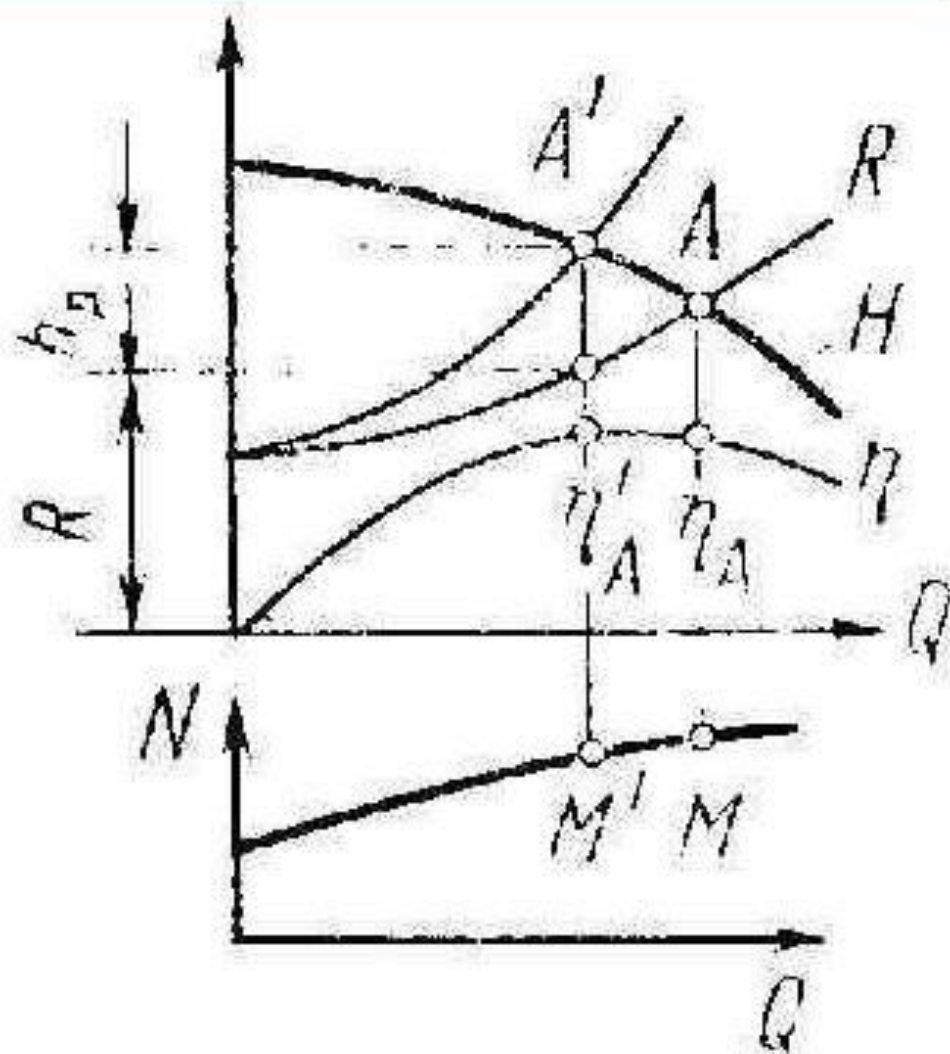


Impeller

Flow – 720 m³/h
Head – 135 m
Diameter – 655 mm
 $n_q = 11,5$

More Surfaces More losses Less efficiency

РЕГУЛИРОВАНИЕ. НАСОСОВ

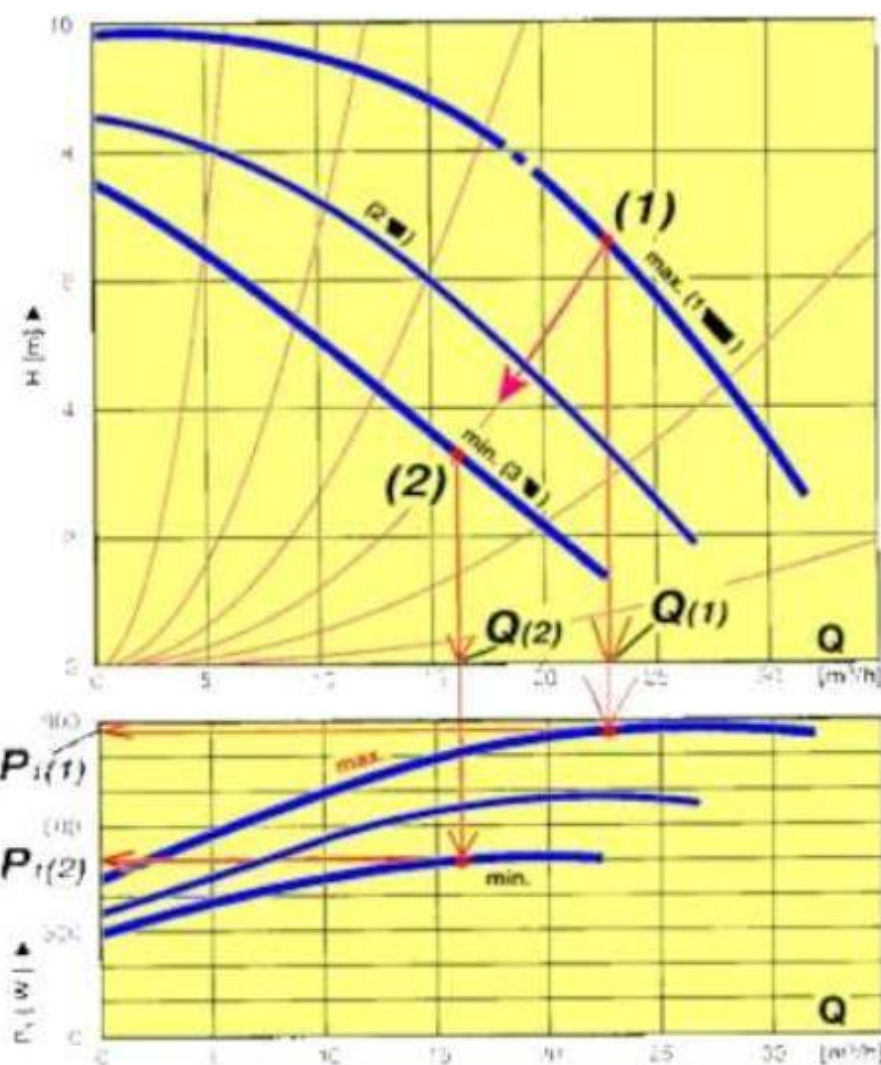


Предположим, что насос работает в гидравлической системе, имеющей линию характеристики R , с подачей Q при нормальной частоте вращения вала, и что необходимо изменить эту подачу до Q' . Это можно достичь в общем случае изменением сопротивления системы или напорной характеристики насоса.

1. Дросселирование. Подачу центробежного насоса можно снизить введением добавочного сопротивления h_d в нагнетательную линию (прикрытием задвижки или любым другим способом). Поскольку при этом кривая сопротивления гидравлической системы становится круче.

Более благоприятно дросселирование у насосов с низким η_s , поскольку с уменьшением подачи потребляемая мощность таких насосов также снижается.

Регулирование изменением характеристики насоса за счет изменения чисел оборотов мотора



При изменении чисел оборотов изменяется характеристика насоса.

Изменяя числа оборотов напор насоса пропорционально квадрату чисел оборотов n_2 , а его расход пропорционально числу оборотов в первой степени.

Точка 1: $n=2700$ об/мин;
напор 6,5 м;
расход $23 \text{ м}^3/\text{час}$

Точка 2: $n=2000$ об/мин;
напор 3,6 м;
расход $17 \text{ м}^3/\text{час}$

Напорная характеристика насоса смещается вниз.

Потребляемая мощность:

$P_1(1)=880 \text{ Вт}$ $\longrightarrow$ $P_1(2)=500 \text{ Вт}$

Экономически более оправдано !

Временное концовка ...

10.04.25