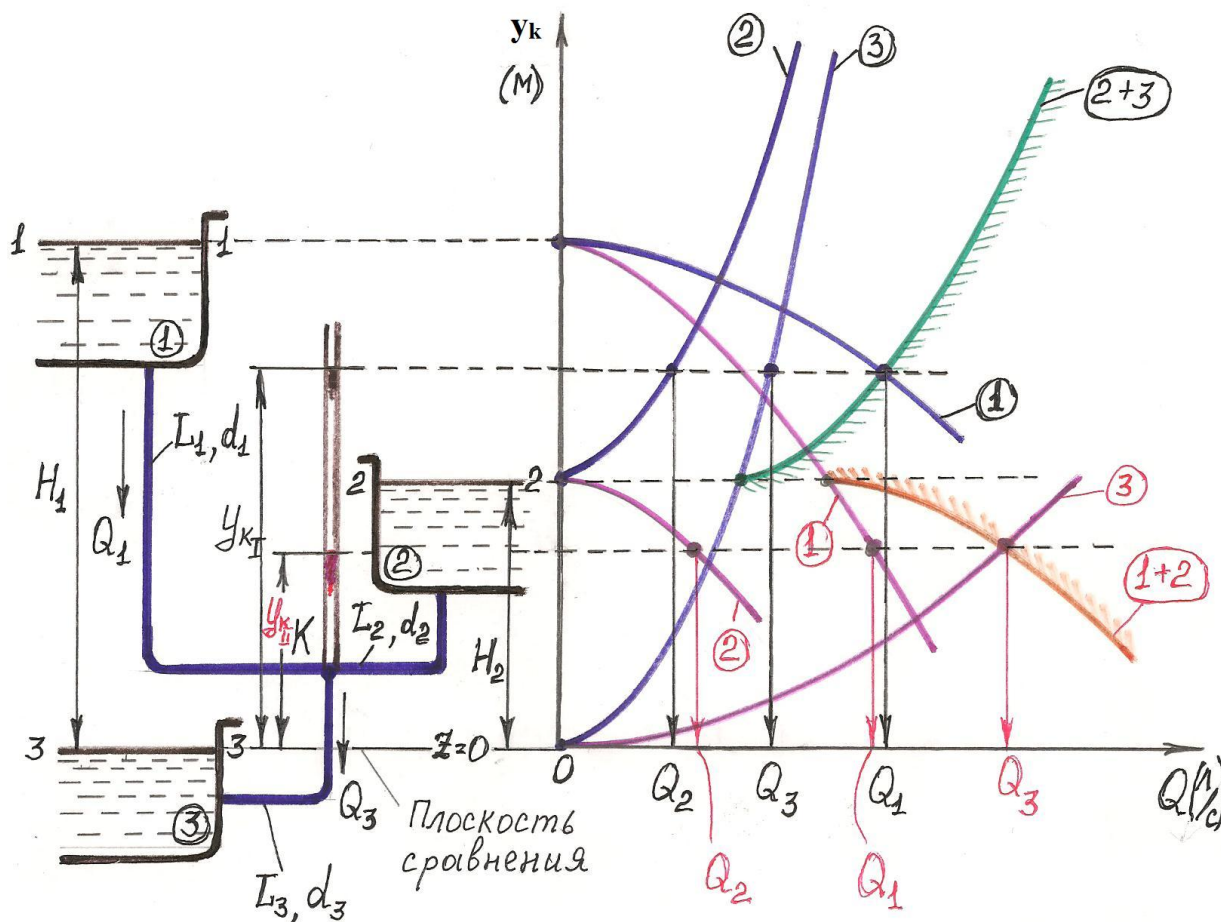


Расчёт сложного трубопровода (СТ) с концевой раздочей
(или задача о 3-х резервуарах).

СТ принято называть трубопровод, имеющий разветвлённые участки, состоящие из нескольких труб, между которыми распределяется жидкость, поступающая в трубопровод от источника гидравлической энергии. Сечения трубопровода, где смыкаются несколько ветвей, называются **узлами**.

Так как обычно СТ являются длинными, при записи уравнений Бернулли можно пренебречь малыми скоростными напорами в каждом расчётном сечении трубопровода, и не учитывать малые величины местных потерь напора в узлах.



Расчёт трубопровода с концевой раздочей рассмотрим на простейшей схеме трубопровода, соединяющего 3- резервуара и имеющего один узел (узел К).

Постановка задачи. При известных геометрических размерах ветвей L_1, L_2, L_3 и d_1, d_2, d_3 ; известных напорах H_1, H_2 ; $\lambda = const$.

Определить расходы в ветвях.

При данном расположении резервуаров имеем:

1-й резервуар – всегда питатель;

3-й резервуар – всегда приёмник;

2-й резервуар – м.б. как питателем, так и приёмником (*определяющим будет напор в узле К*).

Устанавливаем в узле пьезометр, напор в котором равен y_k :
$$y_k = z_k + \frac{P_k}{\rho g}$$

Возможны 3-и случая распределения расходов в трубах и в соответствии с этим 3-и различные системы расчётных уравнений.

Если в условии задачи не задано наперёд направление движения жидкости во 2-м трубопроводе, то решение надо начинать с определения его направления **«методом выключения ветвей»** с последующим введением значения y_k .

Вычисляем напор y_k в узле при выключенном трубопроводе 2, т.е. когда:

$$Q_2 = 0 \text{ и } Q_1 = Q_3.$$

Составляя уравнения Бернулли для 1-го и 3-го трубопроводов и решая их относительно y_k , получим:

$$y_k = \frac{H_1}{1 + \frac{\lambda_1 L_1 d_3^5}{\lambda_3 L_3 d_1^5}}.$$

Сравниваем полученное значение напора y_k с напором во втором трубопроводе H_2 .

I) Если $y_{kI} > H_2$, то жидкость из 1-го резервуара перетекает во 2-й и 3-й резервуары, и расчётная система уравнений принимает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_1 - y_{kI} = 0,0827 \lambda_1 \frac{L_1}{d_1^5} Q_1^2 \quad (1) \\ y_{kI} - H_2 = 0,0827 \lambda_2 \frac{L_2}{d_2^5} Q_2^2 \quad (2) \\ y_{kI} = 0,0827 \lambda_3 \frac{L_3}{d_3^5} Q_3^2 \quad (3) \\ Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (4) \end{array} \right.$$

Так как расходы в трубопроводах являются в этой задаче искомыми неизвестными и, следовательно, значения коэффициентов сопротивлений трубопроводов заранее точно определить нельзя, аналитическое решение проводится методом последовательных приближений.

Идея графического решения заключается в построении графиков зависимости $y_k = f(Q)$.

Задавая значения расхода Q находим значения y_k и откладываем их на графике.

II) Если $y_{kII} < H_2$, то жидкость из 1-го и 2-го резервуаров перетекает в 3-й резервуар, и система уравнений для решения задачи имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_1 - y_{kII} = 0,0827 \lambda_1 \frac{L_1}{d_1^5} Q_1^2 \quad (1) \\ H_2 - y_{kII} = 0,0827 \lambda_2 \frac{L_2}{d_2^5} Q_2^2 \quad (2) \\ y_{kII} = 0,0827 \lambda_3 \frac{L_3}{d_3^5} Q_3^2 \quad (3) \\ Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad (4) \end{array} \right.$$

III) Если $y_{kIII} = H_2$, то расход $Q_2 = 0$, $Q_1 = Q_3 = Q$, и жидкость перетекает из 1-го резервуара в 3-й резервуар. Расчётная система уравнений имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_1 - H_2 = 0,0827 \lambda_1 \frac{L_1}{d_1^5} Q^2 \quad (1) \\ H_2 = 0,0827 \lambda_3 \frac{L_3}{d_3^5} Q^2 \quad (2) \end{array} \right.$$

Если система включает трубопроводы, которые оканчиваются сходящимися насадками, открытыми в атмосферу, то при составлении уравнений баланса напоров для таких труб следует учитывать **скоростные напоры на выходе из насадков.**

РАБОТА НАСОСОВ НА СЕТЬ.

Введение.

В предыдущих лекциях были рассмотрены лишь отдельные участки простых и сложных трубопроводов, а не вся система подачи жидкости (*кроме простейшей самотечной системы*).

В машиностроении основным способом подачи жидкости является принудительная подача насосом.

Их применяют для различных целей, начиная от водоснабжения населения и предприятий и кончая подачей топлива в двигателях ракет.

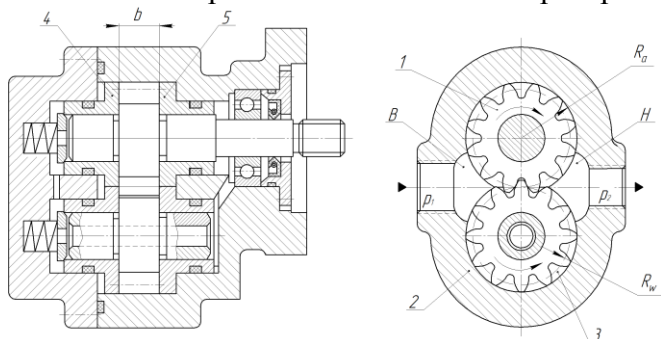
При работе на сеть насосы рассматриваются, как источники, сообщающие жидкости энергию, при этом рабочий процесс насосов не рассматривается.

Насосом называют гидравлическая машина, которая сообщают протекающей через неё жидкости механическую энергию. **Гидродвигатель** – это гидравлическая машина, которая получает от жидкости часть энергии и передаёт её рабочему органу для полезного использования.

В современной технике применяют большое количество разновидностей гидромашин. Наибольшее распространение получили *объёмные* и *лопастные насосы* и *гидродвигатели*.

Объёмные насосы – это поршневые, шестерённые, аксиально-поршневые и т.д. Они работают за счёт изменения объёма рабочих камер, периодически соединяющихся с входным и выходным патрубками. Перемещение жидкости осуществляется путём вытеснения её из рабочих камер вытеснителями (поршни, плунжеры, шестерни, винты и т.д.).

С работой шестерённого насоса с наружным зацеплением двух одинаковых шестерён мы знакомимся при выполнении 4-й лабораторной работы.

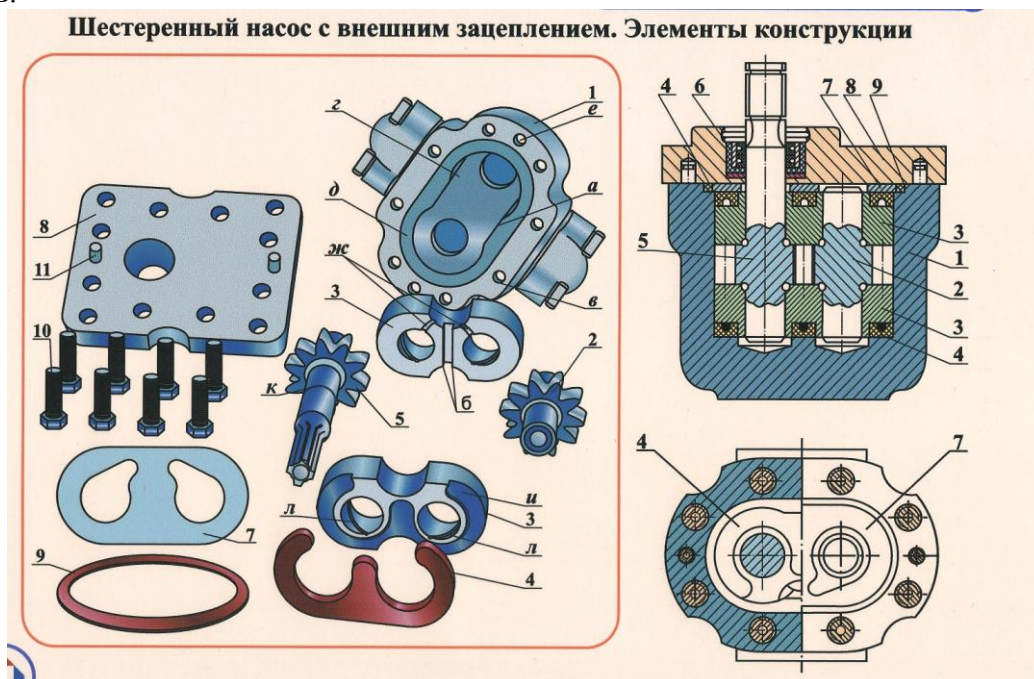


Преимущества ШН: простота конструкции; низкая стоимость; высокая надёжность; малые габариты и вес; относительно малая чувствительность к чистоте рабочей жидкости.

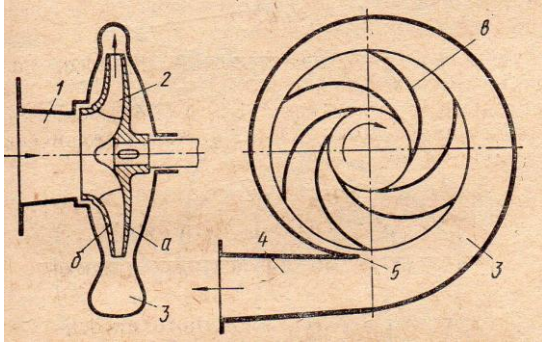
Недостатки ШН: нерегулируемость рабочего объёма; большая неравномерность подачи; довольно высокий уровень шума.

Рабочими элементами в этом насосе являются две цилиндрические шестерни с внешним зацеплением зубьев. Одна из шестерён, находящихся на приводном валу, является ведущей, а другая – ведомой. Рабочую камеру образуют поверхности зубьев, корпуса насоса и боковых дисков. По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости всасывания и нагнетания.

С целью уменьшения утечек в конструкции насоса предусмотрена гидравлическая компенсация торцевых зазоров.

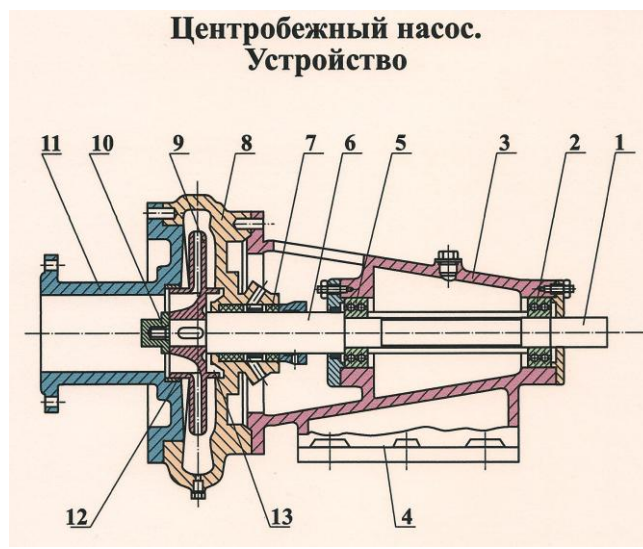


Лопастные насосы – это центробежные и осевые. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабжённое лопастями. Энергия от рабочего колеса жидкости передаётся путём динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью.



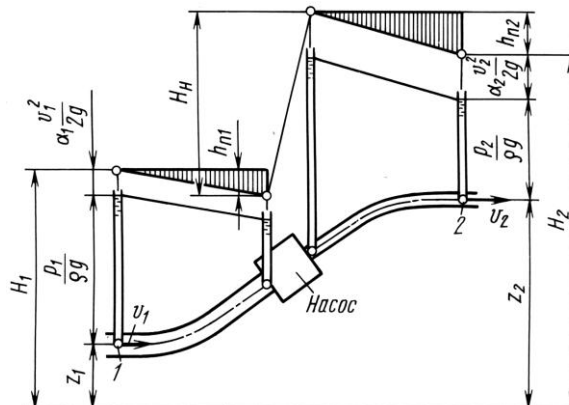
На рисунке изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса включает – подвод, рабочее колесо и отвод. Рабочее колесо (РК) состоит из ведущего (а) и ведомого (б) дисков, соединённых между собой лопатками (в), изогнутыми в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Ведущим диском РК крепится на валу электродвигателя. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от РК к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему РК.

Многоступенчатые насосы применяют для повышения напора. Жидкость в них проходит через несколько РК, закреплённых на одном валу. При этом пропорционально числу колёс увеличивается напор насоса.



Баланс напоров потока в трубопроводе с включенным в него насосом.

Включение в трубопровод насоса, как источника энергии, изменяет уравнение баланса напоров.



Напор насоса (энергия, сообщаемая насосом единице веса перекачиваемой жидкости) складывается из разности напоров в конечной и исходной точках плюс потери от начальной точки до конечной точки:

$$H_n = H_2 - H_1 + \sum h_n ,$$

где H_1 и H_2 – полные напоры потока в начальном 1 и конечном 2 сечениях трубопроводов.

Напор насоса затрачивается на увеличение напора потока и преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе.

Статический напор установки.

Сеть, на которую работает насос, может быть простым или сложным трубопроводом, а также включать в ряде случаев гидродвигатели, преобразующие гидравлическую энергию, сообщенную потоку насосом, в полезную механическую работу.

Статическим напором установки называют разность гидростатических напоров жидкости в напорном и приёмном резервуарах:

$$H_{cm} = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) .$$

Если давление на СП жидкости в резервуарах равно атмосферному, статический напор представляет собой разность уровней жидкости в резервуарах: $H_{cm} = z_2 - z_1$; , т.е. высоту подъема жидкости в установке.

Потребный напор насосной установки.

Потребным напором установки $H_{номп}$, называют энергию, которую необходимо сообщить единице веса жидкости для её перемещения из приёмного резервуара в напорный по трубопроводу установки при заданном расходе.

1) При работе насоса на длинный трубопровод, пренебрегая малыми скоростными напорами в резервуарах и скоростными напорами на выходе, получаем: $H_{номп} = H_{cm} + \sum h_n$,

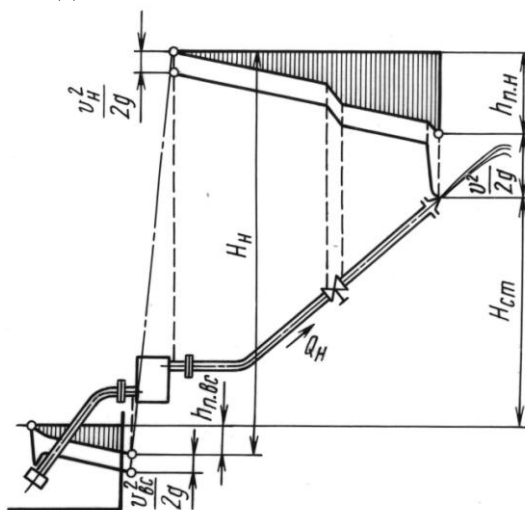
где $\sum h_n$ - сумма потерь напора во всасывающей ($h_{n,вс}$) и в напорной линиях ($h_{n,н}$) , т.е. $\sum h_n = h_{n,вс} + h_{n,н}$.

2) При установившемся режиме работы установки, когда расход в системе трубопроводов не изменяется со временем, развиваемый насосом напор равен потребному напору установки, т.е. $H_n = H_{номп}$.

3) При работе насоса на трубопровод, снабжённый концевым сходящимся насадком, скоростной напор на выходе из насадка сравним с потерями в трубопроводе и должен учитываться в уравнении потребного напора, а именно:

$$H_{номп} = H_{cm} + \sum h_n + \frac{v^2}{2g} \text{ (в предположении, что } \alpha = 1 \text{).}$$

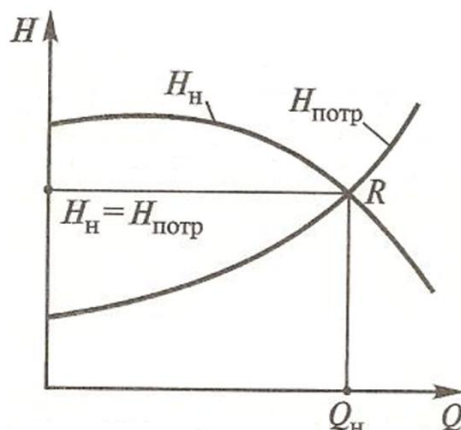
Схема такой установки имеет вид:



Зависимость $H_n = H_{номп}$ лежит в основе расчёта любых, в том числе и сложных гидросистем.

Однако, использование приведённых выше уравнений при расчёте часто затруднено необходимостью использования **аналитического описания зависимостей для H_n и $H_{номп}$** . Поэтому для сложных трубопроводов с насосной подачей используют **графический метод**.

Суть его состоит в том, что на общем графике строят характеристику насоса $H_n = f(Q)$ и характеристику потребного напора трубопровода $H_{потр} = f(Q)$. Точка пересечения этих характеристик (точка R) и определяет рабочую точку при совместной работе данного насоса с данным трубопроводом.



Однако, следует отметить, что при расчёте большинства машиностроительных гидросистем используют характеристики трубопроводов и по оси ординат откладывают не напоры, а давления (лабораторная работа № 4).

Характеристика насоса.

Характеристику насоса при данной частоте вращения составляют следующие показатели:

- подача (объём жидкости, перемещаемый насосом в единицу времени) Q_n ($\text{м}^3/\text{с}$);
- напор H_n ($\text{Дж}/\text{Н} = \text{м}$);
- потребляемая насосом мощность двигателя $N_{дв}$ (Вт);
- полезная мощность насоса (равна энергии, сообщаемой в единицу времени потоку жидкости), определяемая, как произведение $N_n = Q_n \cdot \rho g H_n$;
- КПД насоса, равный отношению полезной мощности насоса N_n к мощности, потребляемой насосом, т.е. мощности двигателя $N_{дв}$:

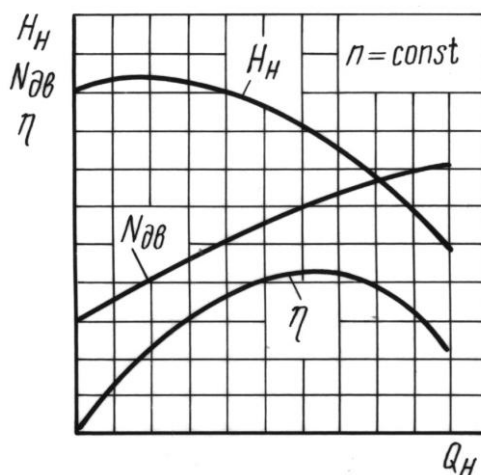
$$\eta = \frac{N_n}{N_{дв}} = \frac{Q_n \cdot \rho g H_n}{N_{дв}}$$

С режимом работы ЦН мы подробно знакомимся в 3-й лабораторной работе.

Режим работы насоса в установке определяется его рабочей характеристикой.

Для лопастных насосов рабочую характеристику строят в виде зависимости напора насоса, потребляемой им мощности и КПД от подачи насоса при постоянной частоте вращения.

Примерный вид характеристики насоса приведен на рисунке.



С изменением частоты вращения насоса его характеристика изменяется.

Примечание: построение ЛН и ПМЛ.

