

## Содержание

<b>Раздел I Гидравлика</b> .....	4
Лекция 1. Основные понятия и определения. Равновесие жидкости в поле сил тяжести, законы Паскаля и Архимеда .....	4
1.1. Основные понятия и определения .....	4
1.2. Равновесие жидкости в поле сил тяжести. Основное уравнение гидростатики .....	7
1.3. Закон Паскаля. Гидростатический парадокс .....	10
1.4. Относительное равновесие жидкости при равноускоренном движении сосуда с жидкостью .....	11
1.5. Сила давления жидкости на стенку. Закон Архимеда .....	12
1.6. Приборы для измерения параметров жидкости .....	15
Лекция 2. Гидродинамика. Основные понятия и определения. Дифференциальные уравнения гидродинамики. Интеграл Бернулли .....	19
2.1. Основные понятия гидродинамики .....	19
2.2. Дифференциальные уравнения гидродинамики .....	20
2.3. Интеграл уравнения Эйлера (интеграл Бернулли) .....	21
2.4. Понятие о гидравлических потерях. Уравнение Бернулли с учетом гидравлических потерь .....	23
Лекция 3. Гидравлические потери. Истечение жидкости через насадки .....	26
3.1. Гидравлические потери в трубах постоянного сечения .....	26
3.2. Местные гидравлические сопротивления .....	28
3.3. Истечение жидкости через малые отверстия и насадки .....	31
Лекция 4. Гидравлический расчет трубопроводов .....	35
4.1. Простой трубопровод постоянного сечения. Напорно-расходная характеристика	36
4.2. Последовательное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика .....	36
4.3. Параллельное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика при параллельном соединении .....	37
4.4. Разветвленное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика .....	40
4.5. Сложные сети. Кольцевой трубопровод .....	41
4.6. Трубопроводы с насосной подачей жидкости .....	44
4.7. Гидравлический удар (гидроудар) .....	47
<b>Раздел II Гидромашины</b> .....	50
Лекция 5. Центробежные насосы .....	51
5.1. Основные параметры центробежного насоса .....	51
5.2. Устройство и принцип действия центробежного насоса .....	53
5.3. Определение максимально допустимой высоты всасывания центробежного насоса .....	54

5.4. Основное уравнение центробежного насоса .....	56
5.5. Характеристика центробежного насоса .....	56
Лекция 6. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов .....	58
6.1. Элементы теории подобия в лопастных насосах .....	58
6.2. Пересчет характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения .....	59
6.3. Коэффициент быстроходности лопастных насосов .....	61
6.4. Работа насоса на сеть. Регулировка режима работы насоса .....	62
6.5. Сводный график центробежных насосов .....	65
6.6. Последовательная и параллельная работа насосов на общий трубопровод .....	66
Лекция 7. Объемные насосы. Поршневые насосы .....	67
7.1. Принцип работы и основные параметры объемных машин .....	67
7.2. Принцип работы поршневых насосов и их классификация .....	69
7.3. Анализ работы поршневого насоса .....	72
7.4. Индикаторная диаграмма поршневого насоса .....	77
7.5. Области применения насосов различных типов .....	79
Лекция 8. Гидропривод и гидроаппаратура .....	80
8.1. Общие сведения о гидроприводе. Основные понятия .....	80
8.2. Принципиальные схемы гидроприводов .....	84
8.3. Объемные гидродвигатели .....	88
8.4. Гидроаппаратура .....	94
8.5. Следящий гидропривод (гидроусилитель) .....	105
Библиографический список .....	110

# Раздел I Гидравлика

## Лекция 1. Основные понятия и определения. Равновесие жидкости в поле сил тяжести. Законы Паскаля и Архимеда

План лекции:

1. Основные понятия и определения. Основные физические свойства жидкости.
2. Равновесие жидкости в поле сил тяжести. Уравнение Эйлера. Основное уравнение гидростатики.
3. Закон Паскаля. Гидростатический парадокс.
4. Относительное равновесие жидкости при равноускоренном движении сосуда с жидкостью.
5. Сила давления жидкости на стенку. Закон Архимеда
6. Приборы для измерения параметров жидкости.

### 1.1. Основные понятия и определения

Предмет и метод в гидравлике. Понятие о жидкости и ее свойствах.

Предметом изучения гидравлики является закономерности равновесия и движения жидкости, а также вопросы силового взаимодействия между жидкостью и твердыми телами. В этой связи ключевым понятием в данной дисциплине является понятие *жидкости*.

Под *жидкостью* в гидравлике понимают *сплошную деформируемую несжимаемую среду*, обладающую свойством *текучести* или иначе *легкой подвижности*.

Из этого определения следует, что жидкость должна обладать следующими базовыми свойствами:

- *Сплошность*. Это означает, что характеристики жидкости непрерывно распределены в пространстве.
- *Сжимаемость*. Под сжимаемостью понимают свойство изменять свою плотность под действием внешних сил (давление, температура). В гидравлике считается, что жидкость *несжимаема* за исключением ряда специальных задач.
- *Текучесть*. Это свойство сплошной среды изменять свою форму и относительное расположение частей под действием неуравновешенных внешних сил и принимать форму границ пространства, в котором она находится.

Следствием свойства текучести является возникновение внутреннего трения (касательных и нормальных напряжений) между слоями жидкости при ее движении.

Во многих задачах пренебрегают внутренними напряжениями, действующими на движущуюся жидкость. Такую жидкость называют *идеальной* или *невязкой*. В противоположность идеальной вводится понятие *вязкой* жидкости. В этом случае внутренние напряжения учитываются.

Чтобы отличать, в каком агрегатном состоянии находится жидкость, вводят понятие *капельной жидкости*, например вода, или *несжимаемый газ*, например, воздух.

Метод, применяемый в гидравлике, носит *феноменологический* характер. Это означает, что гидравлика абстрагируется от молекулярного строения вещества, из которого среда состоит. Физические свойства жидкости, связанные с особенностями ее внутреннего строения, наперед заданы.

Все методы гидравлики в зависимости от поставленных задач можно разделить на три категории:

1. Чисто теоретический подход, когда постановка и решение осуществляются на основе наиболее общих законов природы (закон сохранения массы, импульса и энергии), описываемых соответствующими дифференциальными уравнениями.
2. Полуэмпирический подход, для полного математического описания задачи требуются дополнительные соотношения, полученные из опыта.
3. Эмпирические методы, когда расчетные выражения находятся из эксперимента.

В большинстве случаев используется третий подход. В этом смысле гидравлика в отличие от гидромеханики является инженерной дисциплиной. И так как инженерные задачи, как правило, достаточно сложны для теоретического решения, то эмпирические методы являются зачастую единственными.

#### Основные физические свойства жидкости.

Для решения практических задач обычно используют следующие физические характеристики жидкостей:

1. Плотность, которая определяется как масса, заключенная в единицу объема.

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ [кг/м}^3\text{]}$$

и обратная величина – удельный объем  $\nu = \frac{1}{\rho}$ .

2. Удельный вес

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g \left[ \frac{\text{Н}}{\text{м}^3} \right], \text{ [кг/м}^3\text{]}$$

3. Сжимаемость, которая характеризуется коэффициентом объемного сжатия  $\beta$  или модулем объемной упругости  $E$ . Представляют собой изменение относительного объема при изменении давления

$$\beta_p = \frac{1}{E} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dP}$$

$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 2000 \text{ МПа}$$

4. Температурное расширение, которое характеризуется коэффициентом объемного расширения

$$\beta_v = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}$$

Этот коэффициент используют при расчете движения горячих газов.

5. Поверхностное натяжение. Характеризуется коэффициентом поверхностного натяжения  $\sigma$ .

Учитывается в задачах фильтрации.

6. Вязкость – свойство жидкости сопротивляться сдвигу ее слоев, что приводит к появлению сил трения (касательных напряжений) между слоями жидкости при ее движении.

Согласно гипотезе Ньютона сила внутреннего трения пропорциональна градиенту скорости по нормали к площадке скольжения одного слоя относительно другого слоя. На рис. 1 показан профиль скоростей при течении жидкости вдоль стенки с поперечным сдвигом скорости, связанный с наличием вязкости.

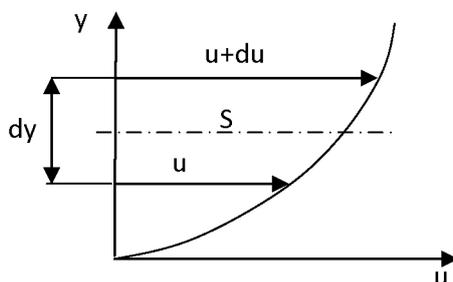


Рис. 1. Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

В соответствии с законом Ньютона сила трения найдется как

$$T = \mu \cdot S \frac{du}{dy},$$

а касательные напряжения

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}.$$

Коэффициент пропорциональности  $\mu$  называется *коэффициентом динамической вязкости*. Его размерность [Па · с] или [н · с/м<sup>2</sup>].

Наряду с коэффициентом динамической вязкости используется коэффициент кинематической вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} [\text{м}^2/\text{с}].$$

В системе СГС размерность коэффициента кинематической вязкости [см<sup>2</sup>/с] носит название *стокс*, а в сто раз меньшая величина называется *сантистокс*.

$$\nu_{\text{воздуха}} = 1.5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \nu_{\text{воды}} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ сантистокс}.$$

### Силы, действующие на жидкость.

Так как жидкость представляет собой среду, непрерывно распределенную в пространстве в силу ее сплошности, то и силы, действующие на жидкость, также непрерывно

распределены в рассматриваемой области пространства. То есть вместо сосредоточенных сил, как в классической механике, на жидкость действует *поле сил*.

Существует две группы сил: а) *объемные (массовые)* и б) *поверхностные*.

Объемные силы действуют на весь выделенный из жидкой среды бесконечно малый элементарный объем. К ним относятся сила тяжести, силы инерции, электромагнитные силы для электропроводящей среды.

Поверхностные силы действуют на поверхность, ограничивающую элементарный объем. К поверхностным силам относятся *нормальные силы давления* и *нормальные и касательные напряжения*.

Давление или гидростатическое давление – это скаляр, численно равный силе, действующей перпендикулярно выделенной площадке, отнесенной к единице площади

$$p = \frac{F}{S}, \quad [\text{Па} = \text{н/м}^2]$$

и совпадает с термодинамическим давлением. За положительное значение принимают силу давления, направленную в сторону внутренней нормали, то есть сжимающую жидкий объем. Величина давления не зависит от ориентации площадки, на которую оно действует.

Внутренние напряжения (нормальные и касательные) возникают только при движении жидкости. Нормальные напряжения действуют на площадку, ориентированную перпендикулярно потоку жидкости. Обычно они много меньше сил давления и ими, как правило, пренебрегают. Касательные напряжения или *напряжения трения* действуют вдоль площадок, ориентированных по потоку.

## **1.2.Равновесие жидкости в поле сил тяжести. Основное уравнение гидростатики**

Жидкость может находиться как в состоянии покоя, так и двигаться под действием внешних сил. В первом случае речь идет о гидростатике, а во втором - о гидродинамике.

Гидростатика – это раздел гидромеханики, в котором изучаются законы равновесия жидкости, находящейся в покое.

В дифференциальной форме уравнение гидростатики выводится из уравнения импульсов (2-й закон Ньютона) для неподвижной среды. В соответствии с этим законом в покоящейся жидкости сумма сил, действующая на любой элементарный объем среды, равна нулю. В векторной форме дифференциальное уравнение гидростатики имеет вид:

$$-\frac{1}{\rho} \text{grad } p + \mathbf{F} = 0.$$

Здесь  $\rho$  - плотность среды,  $p$  - давление,  $\mathbf{F} = X\mathbf{i} + Y\mathbf{j} + Z\mathbf{k}$  - вектор массовых сил.

Это так называемое *уравнение Эйлера*. Так как жидкость неподвижна, то из поверхностных сил остается только гидростатическое давление, которое уравнивается массовой силой  $\mathbf{F}$ .

Найдем уравнение гидростатики в интегральной форме для покоящейся жидкости в поле массовых сил тяжести. Систему координат расположим так, как показано на рис.2. Начало координат совместим со свободной поверхностью. Свободная поверхность – это поверхность раздела фаз, давление на которой постоянно.

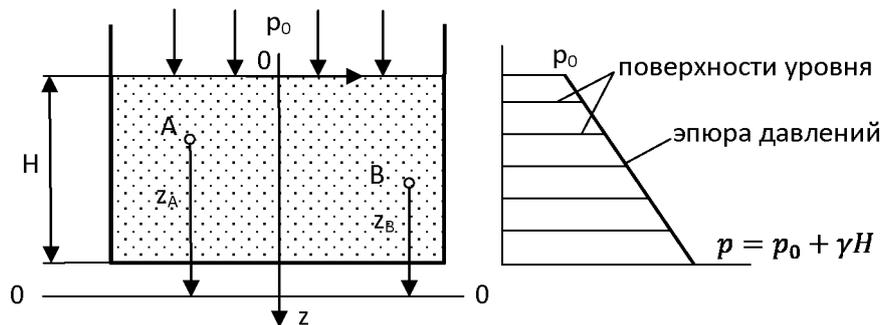


Рис.2. К выводу уравнения гидростатики в поле сил тяжести

Массовой силой здесь является сила тяжести, которая действует в направлении оси  $z$ , то есть,  $Z = g$ . Тогда уравнения Эйлера, записанные в декартовой системе координат, примут вид

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = g.$$

Интегрируя эти уравнения, получим в плоскости  $xy$   $p = const$ . Вдоль оси  $z$  давление меняется линейно

$$\int_0^z \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dz = \int_0^z g dz,$$

$$p_z - p_0 = \rho g z$$

или

$$p_z = p_0 + \rho g z,$$

где  $z$  – вертикальная координата.

Отсюда, давление в произвольной точке  $M$ , расположенной на расстоянии  $h$  от свободной поверхности, найдется как

$$p_M = p_0 + \rho gh,$$

или

$$p = p_0 + \gamma h.$$

Полученное уравнение называют *основным уравнением гидростатики*. Давление, вычисленное по этому уравнению, называют *абсолютным давлением*. Если давление над свободной поверхностью атмосферное, то

$$p = p_A + \gamma h.$$

Давление, превышающее атмосферное, называют *избыточным или манометрическим давлением*, то есть,

$$p_{из} = p - p_A = \gamma h.$$

Используя основное уравнение гидростатики, можно построить эпюру давлений в жидком объеме (рис.2). Поверхности равных давлений называют *поверхностью уровня* (рис.2). Для данной задачи поверхности уровня есть горизонтальные плоскости

$$z = const.$$

#### Геометрический и энергетический смысл уравнения гидростатики.

Рассмотрим однородную жидкость в замкнутом объеме, как показано на рис.2. Найдем абсолютное давление в двух произвольных точках А и В, расположенных относительно контрольной плоскости 0-0 на расстоянии  $z_A$  и  $z_B$ . Получим

$$p_A = p_0 + \gamma(z_0 - z_A),$$

$$p_B = p_0 + \gamma(z_0 - z_B).$$

Откуда находим

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A = \frac{p_B}{\gamma} + z_B = \dots = const = H.$$

То есть, для любой точки жидкого объема сумма слагаемых  $\frac{p}{\gamma}$  и  $z$  остаются величиной постоянной. Величину  $\frac{p}{\gamma}$  можно интерпретировать как потенциальную энергию давления. Она имеет размерность длины и называется *пьезометрической высотой (напором)*. Слагаемое  $z$  можно интерпретировать как потенциальную энергию положения или геометрическую высоту.

Таким образом, из основного уравнения гидростатики следует, что в покоящейся жидкости под действием сил тяжести сумма потенциальной энергии давления и положения остается неизменной. Или, иначе, сумма пьезометрической и геометрической высот величина постоянная и равна гидростатическому напору.

### 1.3. Закон Паскаля. Гидростатический парадокс.

Изменим давление на свободной поверхности на величину  $\Delta p$ . Тогда давление в любой точке определится как

$$p = (p_0 + \Delta p) + \gamma h.$$

То есть, увеличение давления на свободной поверхности на величину  $\Delta p$  приводит к увеличению давления в любой точке замкнутого объема на ту же величину.

Последнее выражение есть математическая интерпретация **закона Паскаля**: «Изменение давления на свободную поверхность покоящейся жидкости передается любой точке замкнутого объема одинаково».

Рассмотрим три сосуда, имеющих одинаковую площадь дна, но различную форму боковых стенок (рис.3)

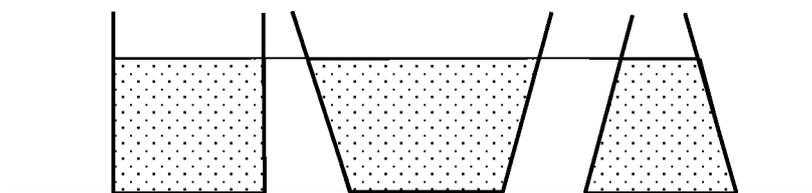


Рис.3. К вопросу о гидростатическом парадоксе

При равенстве столбов жидкости получаем, что сила давления на днище у всех трех сосудов одинаковое, несмотря на различный вес, заключенный в сосуды жидкости

$$F = p \cdot S = (p_0 + \gamma h) \cdot S.$$

Отсюда следует, что сила, с которой жидкость давит на дно сосуда, зависит лишь от площади дна и высоты столба жидкости и не зависит от формы боковых стенок. В этом и состоит гидростатический парадокс: вес жидкости никак не влияет на силу давления на дно сосуда.

На основе закона Паскаля и гидростатического парадокса основана работа гидравлического рычага (рис.4).

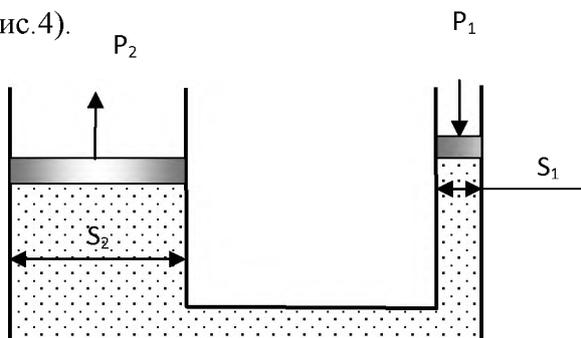


Рис.4. Гидравлический рычаг

В двух сообщающихся сосудах имеются цилиндры с различным диаметром  $S_1$  и  $S_2$ . Сила давления, приложенная к левому цилиндру, увеличит давление в сосуде на величину

$\Delta p = \frac{P_1}{S_1}$ . Тогда сила давления на поршень 2 найдется как

$$P_2 = \frac{P_1}{S_1} \cdot S_2 = P_1 \cdot \frac{S_2}{S_1}.$$

То есть сила давления на поршень 2 в  $S_2/S_1$  больше силы давления поршня 1.

#### Примеры решения задач.

1. В сообщающихся сосудах налиты разнородные жидкости с удельным весом  $\gamma_1 = 1 \cdot 10^{-3} \text{кГ/см}^3$ , и  $\gamma_2 = 0.8 \cdot 10^{-3} \text{кГ/см}^3$ . Определить разность горизонтов.  
Решение. Выберем произвольную горизонтальную линию m—n и найдем давление на этой линии. С одной стороны

$$p_{m-n} = p_A + \gamma_1 h_1,$$

а с другой

$$p_{m-n} = p_A + \gamma_2 h_2.$$

Тогда

$$\gamma_1 h_1 = \gamma_2 h_2$$

Откуда получаем

$$\Delta h = h_2 - h_1 = h_1 \left( \frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right).$$

Вопрос. Что произойдет, если соотношение объемов жидкостей таково, что линия раздела между двумя жидкостями не находится ни в правом, ни в левом сосуде?

2. Определить манометрическое (избыточное) давление  $p_M$  воздуха в рабочей камере кессона, погружаемого в воду на глубину  $h = 20$  м, при условии, что вода в камеру не проникла.

Решение. На глубине 20 избыточное давление равно  $p_M = \gamma h = 2 \cdot 10^4 \text{кГ/м}^2 = 2 \text{ата} = 196200 \text{н/м}^2$ . В рабочей камере должно быть  $p_M > 0.196 \text{МПа}$ .

3. Сосуд наполнен водой на высоту  $h = 40$  см. На свободную поверхность площадью  $S = 20 \text{см}^2$  давит поршень с усилием 10 кГ. Определить силу давления на дно, площадь которого  $100 \text{см}^2$ .

Решение. Давление на свободной поверхности  $p_0 = \frac{10}{20} [\text{кГ/см}^2] = 0.5 [\text{кГ/см}^2]$ . На дне сосуда давление равно

$$p_{\text{дно}} = p_0 + \gamma h = 0.5 \text{кГ/см}^2 + 1 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \text{кГ/см}^2 = 0.54 \text{кГ/см}^2$$

Сила давления на дно найдется как

$$P = p \cdot S = 0.54 \cdot 100 = 54 \text{кГ}.$$

#### **1.4. Относительное равновесие жидкости при равноускоренном движении сосуда с жидкостью.**

Пусть сосуд с жидкостью движется прямолинейно с постоянным ускорением  $\vec{a}$ . В этом случае на любой элемент жидкости будут действовать две массовые силы: сила тяжести  $\vec{g}$  и сила инерции, равная  $\vec{a}$ .

Свяжем систему координат  $xOz$  с сосудом. Тогда в этой движущейся системе координат жидкость будет находиться в относительном равновесии (рис.5).

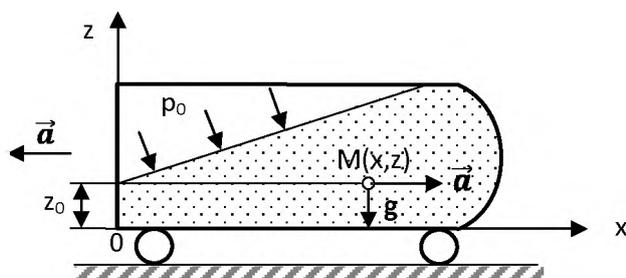


Рис.5. Относительное равновесие жидкости в сосуде

В задаче необходимо определить давление в произвольной точке  $m$  -  $p_m$  и уравнение свободной поверхности жидкости. Для простоты выберем точку  $m$  с координатами  $z_0, x_m$ . Тогда уравнения Эйлера примут вид:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \vec{a},$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\rho g.$$

Проинтегрируем эти выражения по  $x$  от  $A$  до  $M$  и по  $z$  от  $z_{св.пов.}$  до  $M$ . Получим

$$p_m - p_0 = \rho \vec{a} \cdot x_m$$

$$p_m - p_0 = \rho g \cdot (z_{св.пов.} - z_0).$$

Откуда, приравнивая правые части этих уравнений друг другу, найдем

$$\rho g \cdot (z_{св.пов.} - z_0) = \rho \vec{a} \cdot x_m.$$

Данное выражение позволяет получить уравнение свободной поверхности, положив  $x = x_{св.пов.} = x_m$ .

$$z_{св.пов.} = z_0 \pm \frac{\vec{a}}{g} \cdot x.$$

Знак минус (-) предназначен для равнозамедленного движения сосуда. Давление в произвольной точке найдется как

$$p_m = p_0 + \gamma \left[ \left( z_0 + \frac{\vec{a}}{g} \cdot x \right) - z \right].$$

## 1.5. Сила давления жидкости на стенку. Закон Архимеда.

Сила давления жидкости на плоскую стенку.

Рассмотрим плоскую стенку, погруженную в жидкость под некоторым углом к свободной поверхности (рис.6).

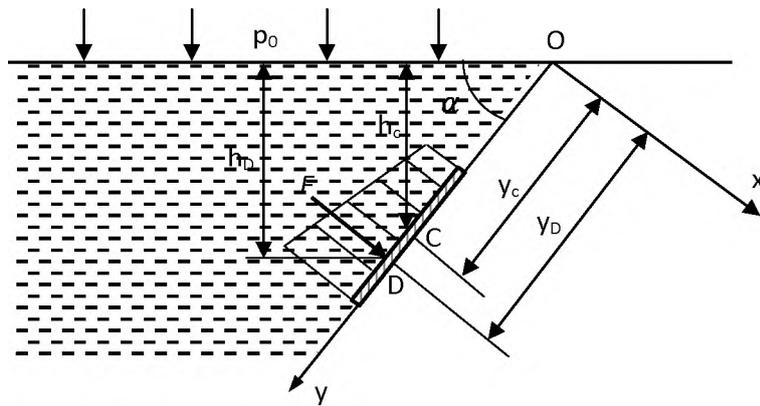


Рис.6. К задаче о силе давления на плоскую стенку

Определим главный вектор сил давления на эту стенку и место его приложения, используя основное уравнение гидростатики. Ось  $x$  направим перпендикулярно линии, совпадающей с плоскостью стенки, а ось  $y$  направим вдоль плоскости стенки. Элементарная сила давления  $dF$  приложенная к бесконечно малой площадке  $dS$  определится как

$$dF = p dS = (p_0 + \rho g h) dS = p_0 dS + \rho g h dS,$$

где  $p_0$  - давление на свободной поверхности,  $h$  - глубина расположения площадки  $dS$  относительно свободной поверхности.

Равнодействующая сил давления равна по величине и противоположна по знаку реакции стенки от сил давления. Для ее отыскания проинтегрируем предыдущее выражение по всей площади  $S$ :

$$F = p_0 \int dS + \rho g \int h dS = p_0 S + \rho g \sin \alpha \int y dS$$

Последний интеграл представляет собой статический момент площади  $S$  относительно оси  $Ox$  и равен произведению площади на координату ее центра тяжести  $C$ , то есть

$$\int y dS = y_c S.$$

Следовательно,

$$F = p_0 S + \rho g \sin \alpha y_c S = p_0 S + \rho g h_c S.$$

Здесь  $h_c$  - глубина расположения центра тяжести площадки  $S$  относительно свободной поверхности.

Последнюю формулу можно представить иначе

$$F = p_0 S + \rho g h_c S = p_c S,$$

То есть, полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление в центре тяжести этой площадки.

Центр давления (точка приложения силы  $F$ ) найдем из условия равенства нулю суммы моментов относительно оси  $Ox$ :

$$F y_D = \int y dF$$

Откуда

$$y_D = \frac{\int y dF}{F} = \frac{\rho g \sin \alpha \int y^2 dS}{\rho g \sin \alpha y_c S} = \frac{J_x}{y_c S}$$

Где  $J_x$  - момент инерции площади  $S$  относительно оси  $Ox$ .

Учитывая, что  $J_x = J_{x_0} + y_c^2 S$ ,

( $J_{x_0}$  - момент инерции площади  $S$  относительно центральной оси, параллельной  $Ox$ ), находим

$$y_D = y_c + \frac{J_{x_0}}{y_c S}$$

Таким образом, точка приложения силы  $F$  расположена ниже центра тяжести на величину  $\frac{J_{x_0}}{y_c S}$

Сила давления на криволинейную поверхность.

Сила давления на криволинейную поверхность находится аналогично тому, как это было сделано для плоской поверхности.

Плавание тел.

Плавание - это способность находиться во взвешенном состоянии в жидкой среде. Для нахождения условий равновесия проинтегрируем уравнения Эйлера по замкнутому объему. В результате получим главный вектор сил давления на погруженное в жидкость тело:

$$\vec{R}_A = \int \text{grad } p dS = \int \rho \mathbf{g} dV.$$

$$\vec{R}_A = \vec{G}_V.$$

То есть главный вектор сил давления численно равен весу жидкости в объеме, равном погруженному в нее телу и направлен вертикально вверх. Эту силу называют выталкивающей или архимедовой, а закон – законом Архимеда:

«На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх, численно равная весу жидкости, вытесненной телом, и приложенная в центр тяжести объема погруженной части тела».

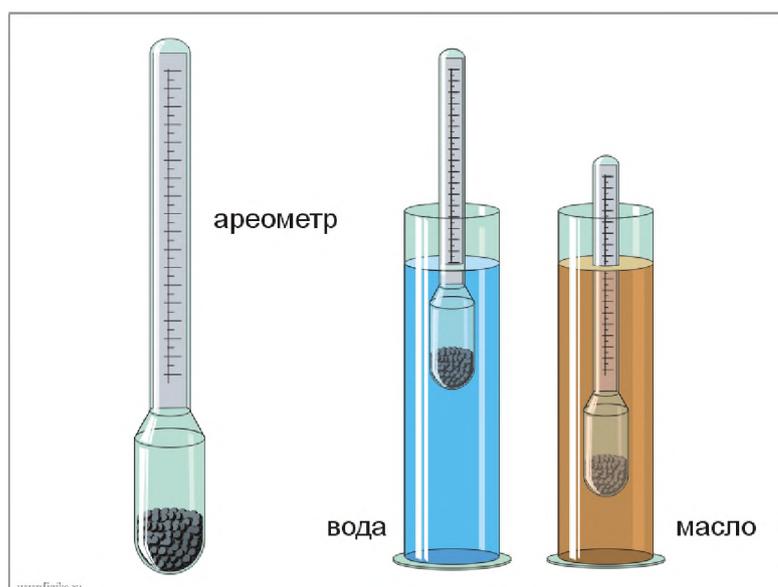
В зависимости от соотношения веса тела и выталкивающей силы возможно три случая:

1.  $R_A = G$  - тело во взвешенном состоянии полностью погружено в жидкость.
2.  $R_A > G$  - тело всплывает и частично погружено в жидкость.
3.  $R_A < G$  - тело тонет.

## 1.6. Приборы для измерения параметров жидкости.

### 1.6.1. Приборы для измерения плотности жидкости

#### Ареометр



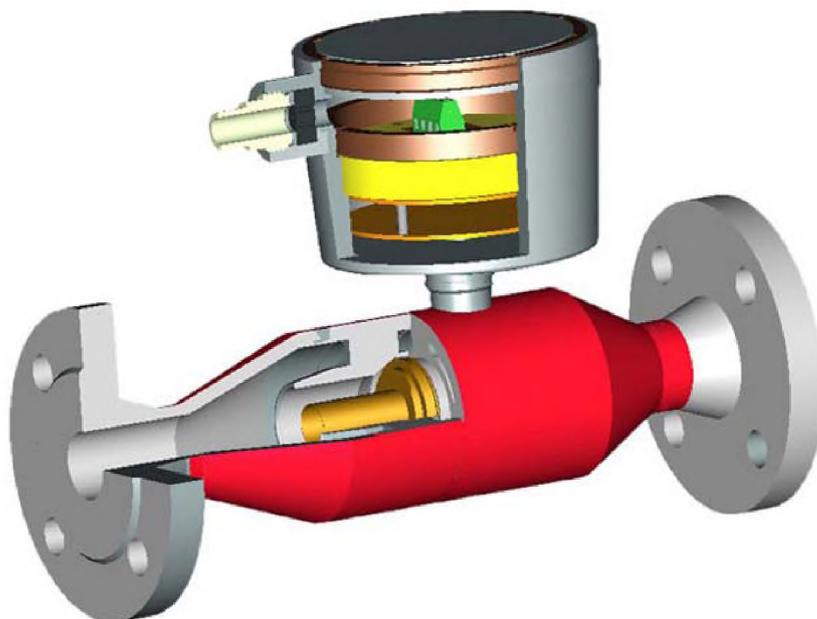
#### Плотномер

Плотномер ПЛОТ-3М предназначен для автоматического измерения плотности жидкостей и преобразования измеренных значений в аналоговый или цифровой сигнал. ПЛОТ-3М обеспечивает также измерение вязкости и температуры жидкостей.

Плотномеры устанавливаются на трубопроводах в составе систем учета массы и определения качества жидкостей на объектах нефтеперерабатывающей, пищевой и химической промышленности. Плотномеры ПЛОТ-3М используются для измерения плотности следующих жидкостей:

- товарная нефть

- светлые нефтепродукты
- темные нефтепродукты
- спирты
- сжиженный углеводородный газ
- растворители



#### Вибрационный измеритель плотности жидкости ВИП-2М

Наиболее эффективный способ определения плотности - с помощью электронных плотномеров, работа которых основана на измерении периода собственных колебаний полой U-образной трубки, заполненной исследуемой жидкостью. Компактность измерительной ячейки позволяет таким приборам иметь встроенный термостат на термоэлектрических элементах. Измерение плотности при помощи вибрационных плотномеров позволяет получать точные результаты при минимальной трудоемкости и незначительных временных затратах. В приборе осуществляется автоматическое преобразование полученных результатов в концентрацию, удельный вес и другие, связанные с плотностью показатели.



### 1.6.2. Приборы для измерения давления.

Пьезометр. Служит для измерения пьезометрического напора. Представляет собой трубку, залитую определенной жидкостью с удельным весом  $\gamma_n$ . С одной стороны трубка сообщается с атмосферой, а другим концом соединяется с точкой замера давления (пьезометрического напора) (рис.7).

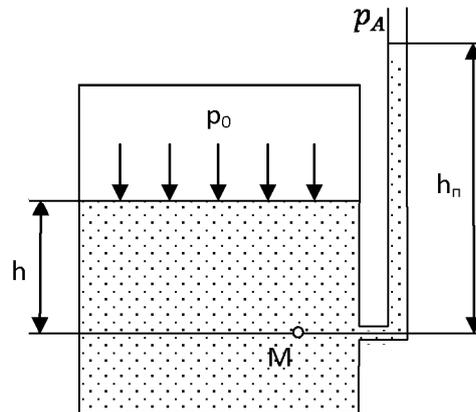


Рис.7. Пьезометр

Избыточное давление в точке М определяется по высоте столба жидкости и удельному весу жидкости в пьезометре

$$p_M = \gamma_n h_n \text{ или } h_n = \frac{p_M}{\gamma_n}.$$

Жидкостные дифференциальные манометры и вакуметры.

Первые, как и пьезометры, измеряют избыточное давление, а вторые давление ниже атмосферного. На рис. 8 изображен дифференциальный жидкостный манометр.

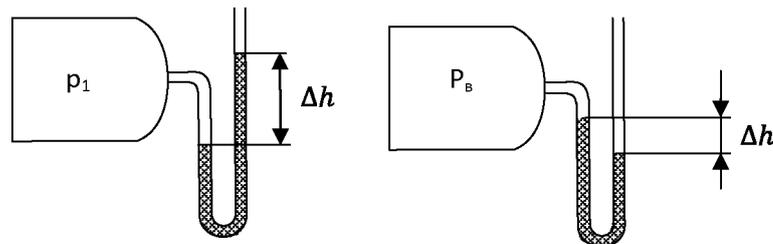


Рис.8. Жидкостный U-образный манометр и вакуметр

Для измерения малых давлений используют чашечные наклонные микроманометры. Большие давления  $P > 1$  ата измеряют механическими манометрами (рис.9).

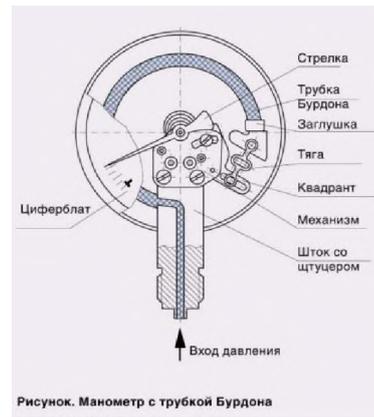


Рис.9. Механический манометр

### 1.6.3. Приборы для измерения вязкости жидкости (вискозиметры)



Вискозиметр Гепплера



Капиллярные вискозиметры



Ротационный вискозиметр

## Лекция 2. Гидродинамика. Основные понятия и определения. Дифференциальные уравнения гидродинамики. Интеграл Бернулли

План лекции:

1. Основные понятия гидродинамики
2. Дифференциальные уравнения гидродинамики: уравнение неразрывности, уравнение движения Эйлера.
3. Интеграл уравнений Эйлера (интеграл Бернулли). Теорема Бернулли.
4. Понятие о гидравлических потерях. Уравнение Бернулли с учетом гидравлических потерь. Примеры применения уравнения Бернулли.

### 2.5. Основные понятия гидродинамики

Термин «гидродинамика» впервые ввел Даниил Бернулли в трактате «Гидродинамика» в 1783 году. Гидродинамика изучает закономерности движения жидкостей.

Существует два подхода в описании движения жидкости: а) *подход Лагранжа*, б) *подход Эйлера*. В подходе Лагранжа описывается движение отдельных частиц жидкости в каждый момент времени. В подходе Эйлера, напротив, определяется не траектория каждой отдельной частицы, а поле скоростей всей массы жидкости. Таким образом, у Лагранжа декартовы координаты  $x(t), y(t), z(t)$  – это искомые функции, а время  $t$  – независимая переменная, а у Эйлера зависимые переменные  $\vec{V}(x, y, z, t), p(x, y, z, t)$  – вектор скорости и давление, а декартовы координаты и время  $x, y, z, t$  – независимые переменные. В подавляющем большинстве задач используют подход Эйлера. Результатом решения по Эйлеру будут поля скорости и давления. Подход Лагранжа применяют для таких специфических задач как фильтрация, движение наносных грунтов.

В гидравлике имеют дело только с полями скоростей и давлений, которые могут быть *стационарными* и *нестационарными*.

Поле скоростей будет стационарным, если время  $t$  не входит в качестве аргумента. Течение, не зависящее от времени, называют *установившимся*.

Напротив, если поле скоростей зависит от времени, то оно называется *нестационарным*, а течение – *неустановившимся*.

Графически поле скоростей изображается с помощью *линий тока* – векторных линий, в каждой точке которых скорость направлена по касательной к линии и постоянна вдоль нее. Если же рассматривать совокупность линий тока, проведенных вокруг замкнутого контура, то они образуют поверхность, которая называется *трубкой тока* (рис.10). Если контур бесконечно мал, то трубка тока называется *элементарной трубкой тока*.



Рис. 10. Трубка тока

## 2.6. Дифференциальные уравнения гидродинамики.

### 2.6.1. Уравнение неразрывности

Уравнение неразрывности выводится на основе фундаментального закона *сохранения массы* для элементарного объема сплошной среды. В соответствии с данным законом для любого индивидуального объема масса заключенной в нем жидкости остается постоянной, то есть,

$$\frac{dm}{dt} = 0, \quad m = \text{const.}$$

В случае, если плотность жидкости в элементарном объеме постоянна, то уравнение неразрывности примет вид

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

или в векторной форме

$$\text{div } \vec{U} = 0$$

Уравнение неразрывности для элементарной трубки тока.

Выделим в потоке элементарную трубку тока переменного сечения, как показано на рис. 11.

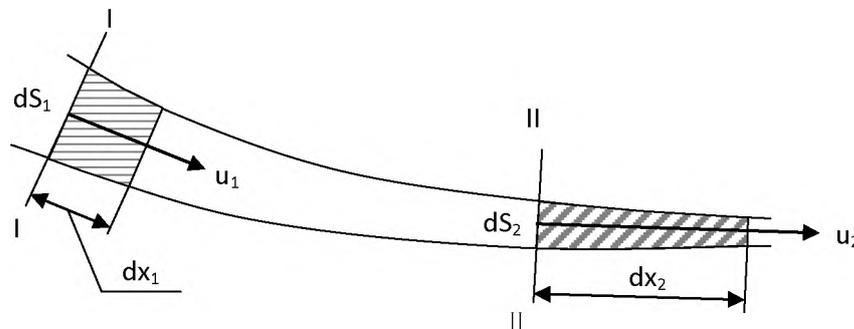


Рис. 11. Элементарная трубка тока

В силу непроницаемости боковых стенок масса жидкости, поступившая через сечение I-I, равна массе жидкости, ушедшей через сечение II-II:

$$dm_1 = dm_2, \quad \text{или} \quad \rho u_1 dS_1 = \rho u_2 dS_2.$$

Откуда

$$u_1 dS_1 = u_2 dS_2$$

Для трубки конечных размеров

$$\bar{u}_1 S_1 = \bar{u}_2 S_2.$$

## 2.6.2. Уравнение движения Эйлера.

Уравнение движения выводится на основе 2-го закона Ньютона

$$m\vec{a} = \sum \vec{F}$$

Для элементарного объема жидкой среды без учета сил трения в векторной форме уравнение движение имеет вид

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \mathbf{grad} p + \vec{F}.$$

Это *уравнение Эйлера* для движущейся *идеальной жидкости*. Под идеальной жидкостью понимают жидкость, в которой отсутствует внутреннее трение. Гидродинамическое уравнение Эйлера отличаются от аналогичного уравнения в гидростатике наличием в левой части субстанциональной производной вектора скорости. В декартовых координатах в компонентной форме это уравнение выглядят так:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + X$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + Y$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + Z$$

Если помимо сил давления учитывать и действие вязких сил, то уравнение движения принимает вид

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \mathbf{grad} p + \vec{F} + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \vec{V}.$$

Последнее выражение называется уравнением *Навье-Стокса* для *несжимаемой вязкой жидкости*.

## 2.7. Интеграл уравнения Эйлера (интеграл Бернулли).

Для трубки тока идеальной жидкости при установившемся режиме течения уравнение Эйлера принимает вид

$$\rho V \frac{\partial V}{\partial l} = -grad p + \rho \vec{F}.$$

Пусть поле массовых сил потенциально, то есть существует такая функция  $\Pi$ , градиент которой равен вектору массовых сил, то есть

$$\vec{F} = grad \Pi.$$

Например, в поле сил тяжести такая функция существует, и она выглядит следующим образом с точностью до аддитивной постоянной

$$\Pi = gz + C.$$

Тогда массовая сила через функцию  $\Pi$  определится как

$$F = grad \Pi = g.$$

Подставляя это выражение в уравнение Эйлера для трубки тока, получим

$$\frac{1}{2} \rho \frac{\partial V^2}{\partial l} + \frac{\partial}{\partial l} (p + \rho gz) = 0,$$

или

$$\frac{\partial}{\partial l} \left( \rho \frac{V^2}{2} + p + \rho gz \right) = 0.$$

Интегрируя по  $l$ , получим

$$\rho \frac{V^2}{2} + p + \rho gz = const.$$

Или, как принято в гидравлике вдоль трубки тока,

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = H = const.$$

Полученный интеграл носит название *уравнения Бернулли*. Константа интегрирования может быть найдена по известным значениям скорости и давления в каком-либо сечении трубки тока, например, во входном или выходном сечении.

Все члены интеграла Бернулли имеют размерность длины и носят название *скоростной высоты* (напора), *пъезометрической высоты* (напора) и *геометрической высоты*, а сумма всех высот называется *гидравлической высотой* (напором).

Теорема Бернулли.

При стационарном движении тяжелой идеальной несжимаемой жидкости гидравлическая высота (напор) равна сумме скоростной, пъезометрической и геометрической высот, сохраняет постоянное значение вдоль любой трубки тока.

Энергетическая интерпретация уравнения Бернулли.

Каждый член уравнения Бернулли является составляющей полной механической энергии. Так первый член этого уравнения  $\frac{V^2}{2g}$  можно интерпретировать как *удельную кинетическую*

энергию движущейся жидкости, отнесенную к единице массы. Второй член  $\frac{p}{\gamma}$  есть удельная потенциальная энергия давления. А третий член уравнения Бернулли  $z$  можно трактовать как удельную потенциальную энергию положения. Как видно, уравнение Бернулли по виду совпадает с основным уравнением гидростатики за исключением члена  $\frac{v^2}{2g}$ , что не удивительно, так как оба уравнения получены из 2-го закона механики Ньютона. Таким образом, уравнение Бернулли есть отражение закона сохранения механической энергии для движущейся идеальной жидкости применительно к трубке тока.

## 2.8. Понятие о гидравлических потерях. Уравнение Бернулли с учетом гидравлических потерь.

Уравнение Бернулли показывает, что гидравлический напор вдоль трубки тока остается неизменным. Это условие справедливо, если не учитывать внутреннего трения, то есть вязкости жидкости.

В действительности гидравлический напор постоянно убывает вдоль по потоку, поэтому необходимо к полному напору в сечении ниже по потоку добавить дополнительное слагаемое:

$$H_I = H_{II} + \Delta h.$$

Слагаемое  $\Delta h$ , представляющее собой разность между гидравлическими напорами в сечениях I и II, называют гидравлическими потерями. Гидравлические потери есть следствие действия сил вязкости.

Гидравлические потери зависят от многих факторов и прежде всего от геометрии каналов и характера течения жидкости.

Различают *местные гидравлические потери* и *потери напора по длине*. В первом случае потери напора происходят на расстояниях порядка поперечных размеров потока. Во втором случае такие же потери происходят на длине, существенно большей поперечных размеров потока (рис. 12).

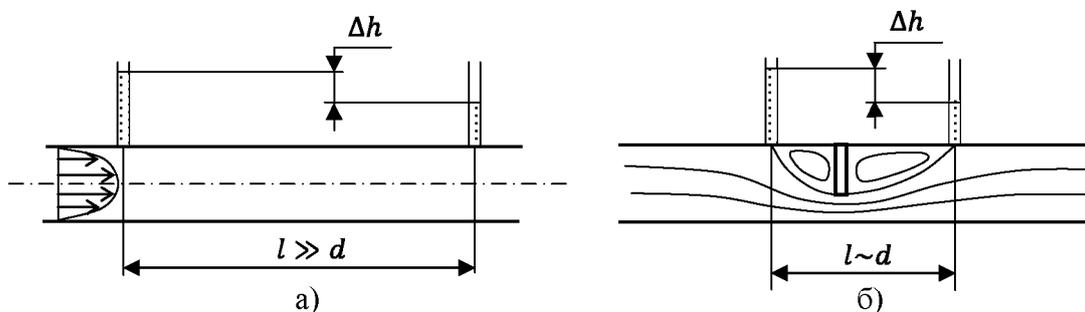


Рис. 12. Гидравлические потери а) по длине, б) местные гидравлические потери

Потери по длине имеют место только в каналах с постоянным поперечным сечением или меняющихся очень слабо. При резком изменении поперечных сечений в потоке

возникают, так называемые, отрывные циркуляционные зоны, которые являются причиной появления местных гидравлических потерь.

С учетом гидравлических потерь уравнение Бернулли для трубки тока примет вид:

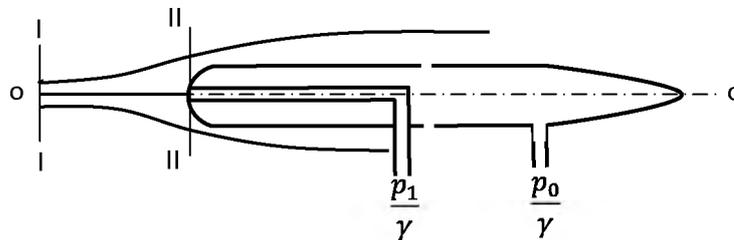
$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \Delta h.$$

Коэффициент  $\alpha$  учитывает неравномерность поля скорости в поперечном сечении.

Применение уравнения Бернулли при решении задач.

1. Определение скорости движения жидкости трубкой Пито (трубка полного напора).

Трубка Пито служит для измерения скорости потока и устроена так, как показано на рисунке ниже



Запишем уравнение Бернулли для трубки тока вдоль оси о-о от сечения I-I до сечения II-II.

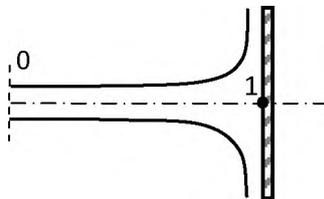
$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma}$$

Тогда скорость найдется как

$$V = \sqrt{2g \frac{p_1 - p_0}{\gamma}}$$

2. Давление на плоскую стенку.

Пусть на плоскую стенку натекает струя жидкости, как показано на рисунке.



Запишем уравнение Бернулли для трубки тока вдоль оси для сечения 0 и 1.

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma}.$$

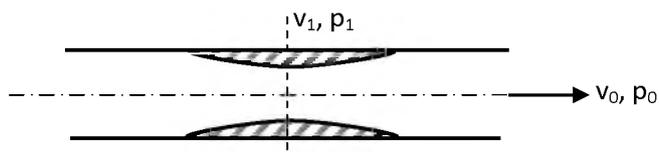
Откуда

$$\Delta p = \frac{\rho V^2}{2},$$

То есть, повышение давления в критической точке равно скоростному напору.

### 3. Разрежение в карбюраторе.

Карбюратор – это техническое устройство для подготовки горючей смеси. Выполнен в виде сужающегося канала.



Уравнение Бернулли для узкой части канала и выходного сечения имеет вид:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g}.$$

Тогда разрежение, отнесенное к скоростному напору, найдется как

$$\frac{p_0 - p_1}{\frac{\rho V_0^2}{2}} = \frac{V_1^2}{V_0^2} - 1$$

Из уравнения неразрывности найдем соотношение между скоростями через отношение площадей узкого и широкого сечений:

$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{S_0}{S_1}$$

Тогда разрежение в виде разности высот дифференциального жидкостного манометра найдется как

$$\Delta H = \frac{v_0^2}{2g} \left[ \left( \frac{S_0}{S_1} \right)^2 - 1 \right].$$

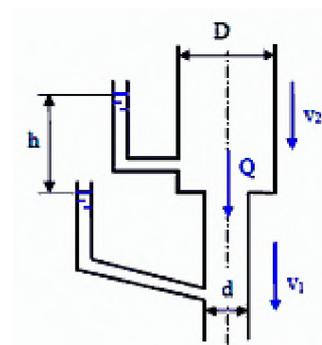
4. Определить расход воды, если разность показаний пьезометров равна  $h$ . Дано:  $h = 200$  мм,  $D = 150$  мм,  $d = 100$  мм (см. рисунок)

#### Решение

Составим уравнение Бернулли для двух сечений 1 и 2.

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Показания пьезометров показывают разность геометрических и пьезометрических высот. Откуда получаем



$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} - z_2 - \frac{p_2}{\gamma} = h = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}$$

Расход вдоль трубы величина постоянная в силу условия неразрывности и определяется как

$$Q = V \cdot S, \quad \underline{\hspace{10em}} \quad 2$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения трубки.

Тогда искомое расчетное выражение найдется как

$$Q = \frac{\pi}{4} \sqrt{2gh / \left( \frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4} \right)} = 0.785 \sqrt{3.92/8024} = 0.017 [\text{м}^3/\text{с}] = 17 [\text{л/с}] \quad 1$$

## Лекция 3. Гидравлические потери. Истечение жидкости через насадки

План лекции:

1. Гидравлические потери в трубах постоянного сечения. Уравнение Дарси-Вейсбаха, формула Пуазейля, закон сопротивления Блазиуса.
2. Местные гидравлические сопротивления: внезапное расширение трубопровода, сужение трубопровода, диафрагма с острыми кромками.
3. Истечение жидкости через малые отверстия и насадки.

### 3.1. Гидравлические потери в трубах постоянного сечения.

Рассмотрим стабилизированное равномерное течение жидкости в трубе постоянного сечения. Под стабилизированным течением понимают течение, когда профили скорости в любом сечении совпадают. В этом случае ускорение отсутствует и  $\frac{du}{dx} = 0$ .

Выделим участок в трубе диаметром  $d$  и длиной  $l$  и рассмотрим условие равномерного движения на этом участке (рис. 13).

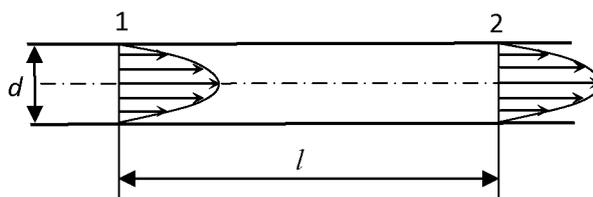


Рис. 13. Стабилизированное течение в трубе

Их уравнения Бернулли для сечений 1 и 2 с учетом гидравлических потерь следует

$$\frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} = \Delta h.$$

Так как помимо сил давления на выделенный объем действуют силы трения, то условие равномерного движения  $\sum F = 0$  будет иметь вид:

$$\Delta p \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \tau_w \cdot \pi d \cdot l.$$

Здесь  $\tau_w$  – поверхностное трение (трение между жидкостью и стенкой). Из этого выражение получаем

$$\Delta p = 4\tau_w \frac{l}{d}.$$

Для характеристики гидравлических потерь по длине вводят коэффициент гидравлического сопротивления, равный

$$\frac{\lambda}{4} = \frac{\tau_w}{\rho \frac{V_{cp}^2}{2}}$$

Подставляя это выражение в предыдущее, получим падение давления по длине за счет поверхностного трения

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V_{cp}^2}{2}.$$

Или падение полного напора по длине

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{cp}^2}{2g}.$$

Последнее уравнение называется *уравнением Дарси-Вейсбаха*.

Коэффициент сопротивления  $\lambda$  находится из эксперимента на основе теории подобия.

В соответствии с теорией подобия для вязкой несжимаемой жидкости искомой переменной является коэффициент гидравлического сопротивления

$$\frac{C_f}{2} = \frac{\tau_w}{\rho V_{\infty}^2},$$

связанный с коэффициентом  $\lambda$  соотношением

$$\lambda = 8 \frac{C_f}{2}.$$

Экспериментально установлено, что коэффициент сопротивления зависит от числа Рейнольдса ( $Re$ ), которое также выведено на основе теории подобия из уравнения движения.

Таким образом, для решения задачи расчета падения напора по длине канала основное расчетное уравнение Дарси-Вейсбаха должно быть дополнено критериальным уравнением типа

$$\lambda = f(Re).$$

Режимы течения жидкостей.

Известно, что течение жидкости может иметь два режима: ламинарный и турбулентный.

При ламинарном режиме слои жидкости движутся, не перемешиваясь. Силы вязкости преобладают над силами инерции. Учитывая, что число Рейнольдса  $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$  есть отношение сил инерции (числитель) к силам вязкости (знаменатель), оно должно определять характер течения.

При достижении некоторого критического числа Рейнольдса  $Re_{кр}$  (для труб  $Re_{кр}$  варьируется между 2000 и 2300) течение становится хаотичным, с перемешиванием всей массы жидкости. В этом случае режим становится турбулентным. Силы инерции становятся существенно больше сил вязкости.

С изменением режима течения меняется и гидравлическое сопротивление. Поэтому существует несколько критериальных уравнений для коэффициента гидравлического сопротивления. Так при ламинарном режиме течения критериальное уравнение имеет вид

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Если подставить это выражение в формулу Дарси-Вейсбаха, получим *формулу Пуазейля*

$$\Delta p = \frac{32\mu \cdot l}{d^2} V = C \cdot V,$$

из которой следует, что гидравлические потери пропорциональны средней скорости потока.

Для турбулентного режима течения в круглых трубах зависимость  $\lambda$  от числа  $Re$  имеет следующий вид

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}.$$

Это выражение носит название *закона сопротивления Блазиуса*. В этом случае

$$\Delta p \sim V^{1.75},$$

то есть близко к квадрату скорости и поэтому говорят об области квадратичного закона сопротивления.

Более сложные законы сопротивления позволяют учитывать наличие шероховатости поверхности, изогнутые участки и некруглость поперечного сечения. Соответствующие критериальные уравнения можно найти в гидравлических справочниках.

### **3.2. Местные гидравлические сопротивления.**

Местные гидравлические сопротивления возникают в случае резкого изменения геометрии. Например, при резком расширении или сужении труб разного диаметра, наличии перегородок в виде шайб в трубопроводе, при истечении жидкости через насадки и т.д. Падение напора в этом случае определяется по формуле

$$h_m = \xi \frac{V^2}{2g},$$

где  $\xi$  - коэффициент местного гидравлического сопротивления (определяется эмпирически).

Рассмотрим несколько примеров местных гидравлических сопротивлений.

### 3.2.1. Внезапное расширение трубопровода.

На рис. 14 приведена схема течения с внезапным расширением трубопровода. Местное гидравлическое сопротивление возникает из-за отрыва потока и появления вихревых зон.

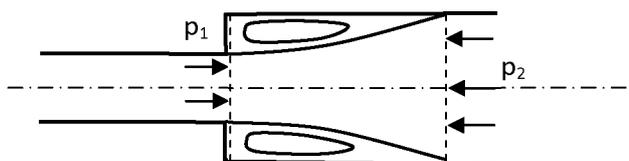


Рис. 14. Внезапное расширение трубопровода

Это тот случай, когда можно определить гидравлическое сопротивление на основе теоретических выкладок.

Из закона сохранения импульса следует, что изменение импульса равно сумме приложенных сил. Это позволяет записать с учетом того, что  $m = \rho V_2 \cdot S_2$ ,

$$\Delta p \cdot S_2 = \rho V_2 \cdot S_2 \cdot (V_2 - V_1).$$

Или, поделив на площадь поперечного сечения  $S_2$  и  $\gamma$ , получим

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{V_2}{g} (V_2 - V_1).$$

Подставляя это выражение в уравнение Бернулли, заменив предварительно разность давлений на разность скоростей, окончательно получим

$$h_m = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + 2 \frac{2(V_2 - V_1) \cdot V_2}{2g} = \boxed{\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}}.$$

Полученное выражение называется *формулой Борда*.

Из формулы Борда можно получить выражение для коэффициента местного гидравлического сопротивления

$$h_m = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}.$$

Откуда

$$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2.$$

### 3.2.2. Сужение трубопровода.

При резком сужении поперечного сечения происходит отрыв потока, как перед сужением, так и после него. Потери напора могут быть вычислены по формуле аналогичной формуле Борда, то есть,

$$h_m = \left( \frac{S_2}{S_c} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g},$$

где  $S_2$ - площадь поперечного сечения перед сужением,  $S_c$ - площадь поперечного течения за сужением с учетом сжатия потока. На рис.15 показаны различные типы сужений.

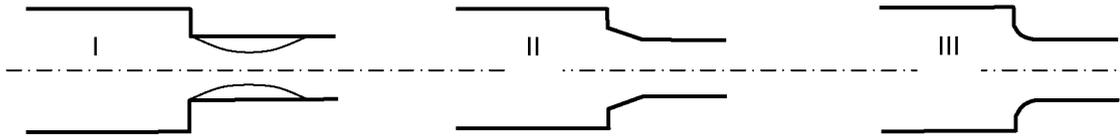


Рис.15. Резкое сужение трубопровода

Наименьшие потери имеют место в крайнем правом сужении (вариант III), благодаря плавному переходу широкой части в узкую. Отношение площади поперечного сечения за сужением и перед ним называют коэффициентом сжатия

$$\frac{S_c}{S_2} = \varepsilon$$

Для первого варианта сужения можно использовать следующую формулу для коэффициента сжатия.

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \sqrt{1 - \frac{S_2}{S_1}}}$$

### 3.2.3. Диафрагма с острыми кромками в трубе круглого сечения.

Схема такого течения изображена на рис.16.

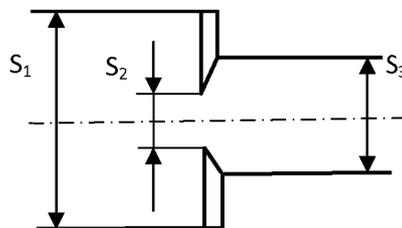


Рис.16. Диафрагма в трубе круглого сечения

В данном случае коэффициент сопротивления следует искать по справочнику в зависимости от соотношения проходных сечений труб и диафрагмы. Для данного типа геометрии коэффициент сопротивления слабо зависит от числа Рейнольдса, а

определяется только размерами поперечных сечений. Например, как показано в нижеследующей таблице, взятой из справочника (Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960).

$\frac{S_2}{S_3}$	$S_2/S_1$					
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
0	2.9	2.8	2.67	2.53	2.4	2.25
0.2	2.27	2.17	2.05	1.94	1.82	1.69

### 3.3. Истечение жидкости через малые отверстия и насадки.

Основными параметрами, которые необходимо найти при решении задач на истечение, является скорость истечения и расход жидкости через отверстие.

Рассмотрим процесс истечение жидкости из резервуара неограниченной емкости через малое отверстие, расположенное в тонкой стенке на глубине  $H_0$  от свободной поверхности (рис. 17). Отверстие считается малым, если  $d < 0.1H$ , а стенка тонкой, если  $\delta \leq d$ .

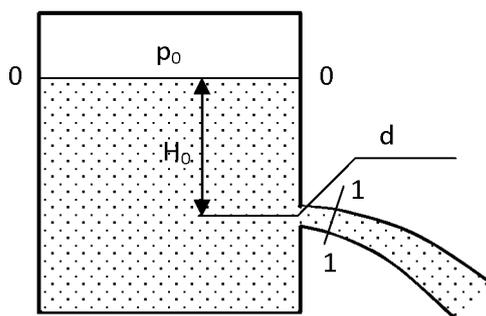


Рис. 17. Истечение жидкости через малое отверстие

Отверстие можно рассматривать как местное гидравлическое сопротивление. Запишем уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1:

$$H_0 + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + \xi \frac{V^2}{2g},$$

где  $\xi$  - коэффициент гидравлического сопротивления отверстия.

Обозначив перепад давлений через  $H = H_0 + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma}$ , получим

$$V = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH},$$

где  $\varphi$  - коэффициент скорости.

Для идеальной жидкости, в которой отсутствует внутреннее трение,  $\varphi = 1$ . Тогда скорость истечения определяется известной *формулой Торичелли*:

$$V = \sqrt{2gH}$$

Таким образом, коэффициент скорости есть отношение скорости истечения вязкой жидкости к скорости истечения идеальной жидкости.

Расход вычисляется по формуле

$$Q = S \cdot \varepsilon \cdot \varphi \sqrt{2gH}.$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент сжатия струи.

Коэффициент сжатия учитывает кривизну линий тока из-за сужения струи в зоне отверстия. Произведение коэффициентов  $\varepsilon \cdot \varphi = \mu$  называют коэффициентом расхода. Все три коэффициента зависят как от формы кромок, так и от числа Рейнольдса  $Re = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}$ . При числе  $Re > 10^5$   $\varphi = 1, \varepsilon = 0.6$ . При малых числах Рейнольдса  $\mu = 12.5/Re$ .

#### Истечение в затопленное пространство.

Если истечение происходит не в воздух, а в жидкость, то такое истечение называют *истечением в затопленное пространство*. На рис. 18 показан пример подобного истечения.

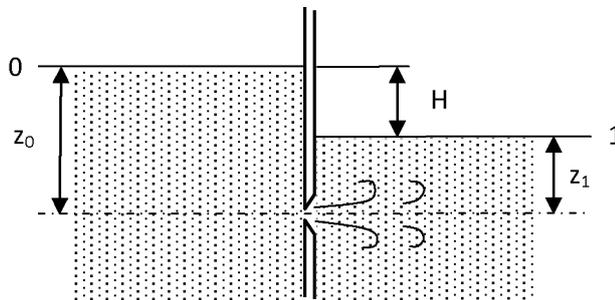


Рис. 18. Истечение в затопленное пространство

Запишем уравнение Бернулли для сечений 0 и 1, взяв за начало координат осевую линию, проходящую через отверстие:

$$z_0 + \frac{p_0}{\gamma} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + h_m.$$

Если обе свободных поверхности открыты, то  $p_0 = p_1 = p_A$ . Гидравлическое сопротивление будет обуславливаться потерями в отверстии стенки из-за вихреобразования потока, то есть, местным сопротивлением  $h_m = \xi \frac{v^2}{2g}$ . Разность геометрических высот при условии их постоянства соответственно равна  $H = z_0 - z_1$ . Тогда скорость истечения определится как

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\xi}} = \varphi\sqrt{2gH}.$$

Соответственно расход найдется по формуле

$$Q = S_0 \cdot \varepsilon \cdot \varphi \sqrt{2gH} = S_0 \mu \sqrt{2gH}.$$

Истечение через насадки при постоянном напоре.

Насадком называют короткую цилиндрическую трубку, длина которого составляет 3-4 диаметра отверстия. Выделяют два режима течения: безотрывное (рис.19а) и отрывное (рис.19б).



Рис.19. Истечение через насадки

Если насадок меньше 3-х диаметров, то истечение можно считать как истечение через малое отверстие. При этом реализуется второй режим течения б). Для насадков большей длины истечение безотрывное (режим а). Отрывной пузырь локализуется возле передней кромки, а на выходе из насадка коэффициент сжатия  $\varepsilon$  становится равным единице. В этом случае коэффициент скорости  $\varphi$  становится равным коэффициенту расхода  $\mu$ .

Для больших чисел Рейнольдса  $Re > 1 \cdot 10^4$   $\mu = \varphi = 0.8$ ,  $\xi = 0.5$ .

При меньших числах  $Re$  можно пользоваться формулой

$$\mu = \frac{1}{1.23 + \frac{58 \cdot l}{Re \cdot d}}$$

Помимо цилиндрических насадков существуют и другие их формы: конический сходящийся, конический расходящийся, коноидальный. У последнего за счет гладкого профиля самый низкий коэффициент сопротивления  $\xi = 0.98$ .

Истечение жидкости при переменном напоре.

Рассмотрим опорожнение сосуда через донное отверстие. Истечение происходит при переменном напоре (рис.20).

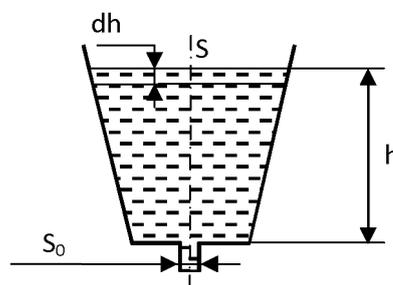


Рис.20. Опорожнение сосуда через малое отверстие

За малые промежутки времени течение можно считать установившимся и, следовательно, подчиняющемуся уравнению Бернулли. Тогда расход жидкости определится по формуле

$$Q = S_0 \cdot \mu \sqrt{2gh}.$$

Количество жидкости, которое вытекло за время  $dt$  равно

$$dW = -Qdt = S \cdot dh.$$

Откуда время опорожнения определится как

$$t = -\frac{1}{\mu \cdot S_0 \sqrt{2g}} \int_0^h S \frac{dh}{h^{0.5}}.$$

Если  $S = \text{const}$ , тогда

$$t = -\frac{S}{\mu \cdot S_0 \sqrt{2g}} \int_0^h h^{-0.5} dh = \frac{2S}{\mu \cdot S_0 \sqrt{2g}} \sqrt{h} = \frac{2Sh}{\mu \cdot S_0 \sqrt{2gh}}.$$

Из формулы видно, что числитель – это объем сосуда, а в знаменателе – расход в начальный момент времени. Следовательно, время полного опорожнения в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре.

## Лекция 4. Гидравлический расчет трубопроводов

План лекции:

1. Расчет простого трубопровода.
2. Последовательное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика.
3. Параллельное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика при параллельном соединении.
4. Разветвленное соединение. Напорно-расходная характеристика.
5. Сложные сети, кольцевой трубопровод.
6. Трубопроводы с насосной подачей жидкости. Рабочая точка.
7. Неустановившееся течение жидкости. Гидравлический удар.

### 4.1. Простой трубопровод постоянного сечения. Напорно-расходная характеристика

Если трубопровод не имеет ответвлений, то его называют *простым*.

При расчете трубопроводов имеют место следующие задачи:

1. Заданы геометрические размеры трубопровода: длина  $l$ , диаметр  $d$  и расход жидкости  $Q$ . Необходимо определить *потребный напор*. Потребным напором называют сумму пьезометрического напора у потребителя, потерь напора в трубопроводе и высоты, на которую поднимается жидкость.
2. Задан напор  $H$ , геометрические размеры  $l, d$ . Необходимо найти расход  $Q$ .
3. Заданы напор  $H$ , расход  $Q$ . Необходимо найти геометрические размеры трубопровода  $l, d$ .

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, произвольно расположенный в пространстве, имеющий длину  $l$ , диаметр  $d$  и ряд местных сопротивлений (рис.21).

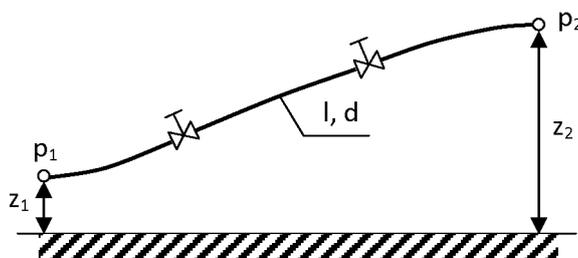


Рис. 21. Простой трубопровод постоянного сечения

Так как поперечное сечение трубопровода постоянно, то скорость в узле 1 и узле 2 равны между собой. Это позволяет записать уравнение Бернулли для узлов 1 и 2 в виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \sum h.$$

Левая часть этого равенства представляет собой потребный напор, который необходимо определить, если заданы длина, диаметр трубопровода и потребный расход  $Q$ . Уравнение для потребного напора с учетом всех сопротивлений можно представить в виде:

$$H_{\text{потреб н}} = \frac{p_2}{\gamma} + \Delta z + \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d} + \sum_{j=1}^m \xi_j \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}.$$

Порядок расчета.

- I. Заданы:  $Q, p_2, \Delta z, \rho, \nu, l, d$ , высота бугорков шероховатости труб, местные сопротивления. Найти потребный напор  $H_{\text{потреб н}}$ .

1. По расходу и диаметру трубы находится средняя скорость течения  $v$ .
2. Рассчитывается число Рейнольдса  $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$  и определяется режим течения.
3. По формулам определяется гидравлическое сопротивление по длине и местные гидравлические сопротивления на каждом участке трубопровода.
4. Находятся суммарные гидравлические потери

$$\sum h = \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d} + \sum_{j=1}^m \xi_j \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}.$$

5. Находится потребный напор

$$H_{\text{потреб н}} = \frac{p_2}{\gamma} + \Delta z + \sum h.$$

- II. Заданы:  $H_{\text{потреб н}}, p_2, \Delta z, \rho, \nu, l, d$ , высота бугорков шероховатости труб, местные сопротивления. Найти расход  $Q$ . Задача решается методом последовательных приближений.

1. Задаются первым приближением для  $Q$ .
2. По  $Q$  и диаметру трубопровода определяется скорость и число Рейнольдса.
3. Находится гидравлическое сопротивление трубопровода.
4. Вычисляется новое значение расхода

$$Q = \sqrt{\frac{H_{\text{потреб н}} - \frac{p_2}{\gamma} - \Delta z}{8 \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d} + \sum_{j=1}^m \xi_j \right)}} g\pi^2 d^4.$$

5. Сравнивается полученный результат с предыдущим. Если они различаются больше заданной точности, то расчет повторяется.

- III. Задано: потребный напор  $H_{\text{потреб н}}$ , расход  $Q$ , длина трубопровода. Найти диаметр трубы  $d$ .

1. Задается ряд значений диаметра трубы из стандартного ряда труб.
2. По заданному расходу находят значение скорости и число Рейнольдса.
3. Определяют гидравлические потери и строят график зависимости потерь от диаметра  $\sum h = f(d)$ .

4. По заданным значениям потребного напора находится расчетные гидравлические потери  $\sum h_{\text{расч}} = H_{\text{потребн}} - \Delta z - \frac{p_2}{\gamma}$ .
5. По графику  $\sum h = f(d)$  находится ближайшее к  $\sum h_{\text{расч}}$  значение  $\sum h$  и определяется необходимый диаметр трубопровода.
- 6.

Напорно-расходная характеристика.

Напорно-расходная характеристика или просто характеристика - это зависимость гидравлических потерь от расхода  $\sum h = f(Q)$ . Здесь расход является независимой переменной, а гидравлические потери искомой функцией. Для построения характеристики необходимо использовать уравнение (2). Примерный вид напорно-расходной характеристики представлен на рис.22.

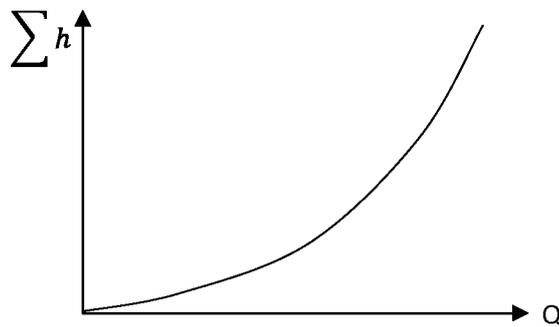


Рис.22. Напорно-расходная характеристика простого трубопровода

**4.2. Последовательное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика**

Если трубопровод состоит из участков с различным диаметром труб, соединенных последовательно, то такое соединение можно рассматривать как последовательное соединение простых трубопроводов. Очевидно, что расход по такому трубопроводу останется постоянным в соответствии с уравнением неразрывности (закон сохранения массы). Тогда можно записать

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q. \quad (3)$$

Полная потеря напора будет равна алгебраической сумме гидравлических потерь на каждом участке (рис.23)

$$\sum h_{mn} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3 \quad (4)$$

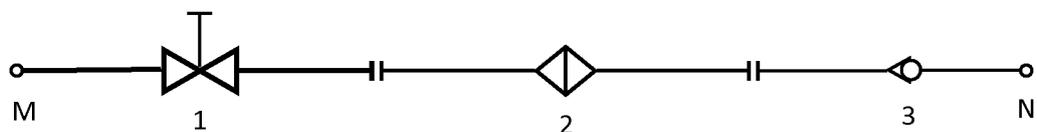


Рис. 23. Последовательное соединение трубопроводов

Напорно-расходная характеристика при последовательном соединении трубопроводов.

Пусть нам известны характеристики каждого из участков сложного трубопровода:  $\Sigma h_1 = f(Q)$ ,  $\Sigma h_2 = f(Q)$ ,  $\Sigma h_3 = f(Q)$  (рис.24). Здесь знак суммы стоит из-за того, что помимо гидравлических потерь по длине, включены и местные гидравлические потери на рассматриваемом участке. Тогда, чтобы построить характеристику всего трубопровода, необходимо просуммировать ординаты всех графиков  $\Sigma h_i$ ,  $i = 1, 2, 3 \dots n$ . Верхняя кривая на рис. 4 является напорно-расходной характеристикой всего трубопровода.

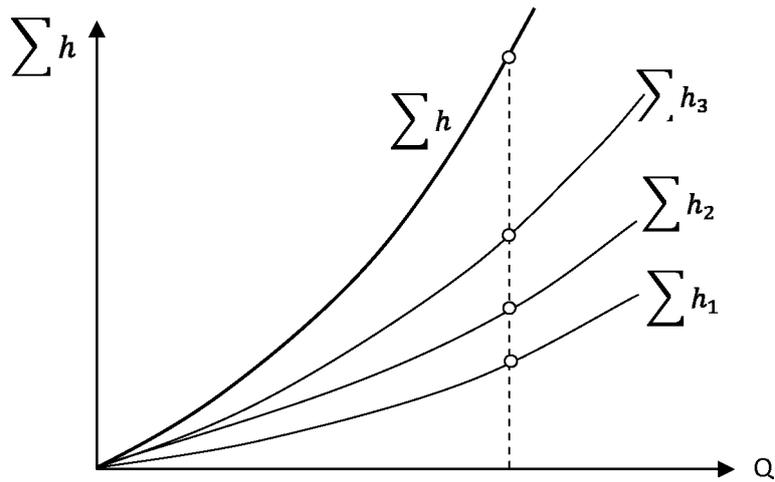


Рис.24. Напорно-расходная характеристика при последовательном соединении трубопроводов

**4.3. Параллельное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика при параллельном соединении.**

На рис. 25 приведен пример параллельного соединения трубопроводов. При параллельном соединении расход в магистральном трубопроводе равен сумме расходов в каждой ветви, то есть,

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (5)$$

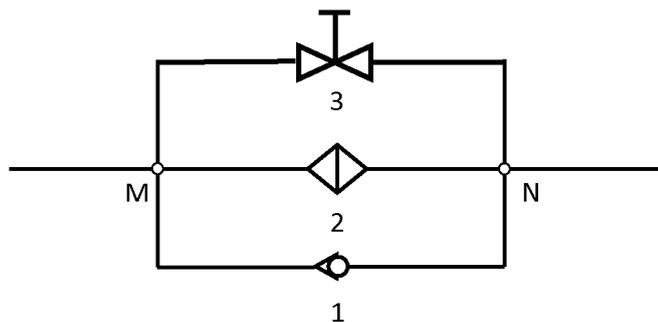


Рис.25. Параллельное соединение трубопроводов

Гидравлические потери на каждой из ветвей равны между собой (полная аналогия с параллельным соединением сопротивлений в электрической сети):

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3, \quad (6)$$

и равны разности гидравлических высот между узлами m и n.

Напорно-расходная характеристика при параллельном соединении трубопроводов.

Напорно-расходная характеристика при параллельном соединении простых трубопроводов строится на основе известных характеристик каждой из ветвей. Из уравнения (5) и (6) следует, что для построения суммарной характеристики необходимо сложить абсциссы характеристик каждой из ветвей (рис.26).

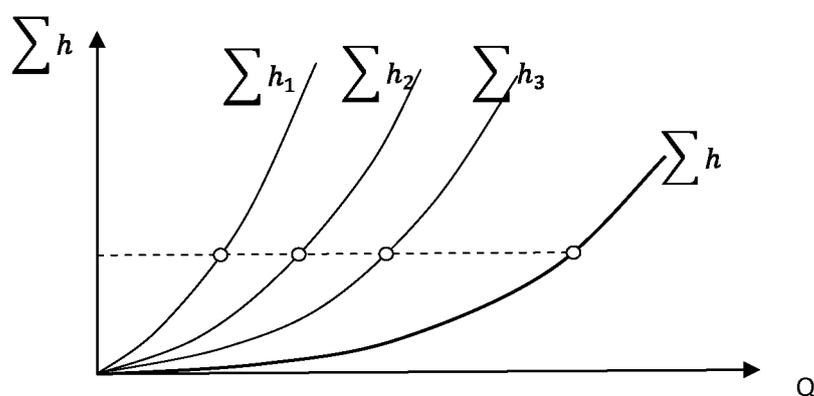


Рис. 26. Напорно-расходная характеристика при параллельном соединении трубопроводов

Порядок расчета трубопровода, состоящего из последовательных и параллельных соединений.

- а) Задан расход  $Q$  длина  $l$  и диаметр  $d$  труб каждой ветви.
  1. Строится характеристика каждой ветви и находится суммарная характеристика всей сети.
  2. По графику  $\Sigma h = f(Q)$  определяются суммарные гидравлические потери.
  3. По основному уравнению определяется требуемый гидравлический напор

$$H = \Delta z + \frac{p_z}{\gamma} + \Sigma h.$$

- б) Задан требуемый напор  $H$  длина  $l$  и диаметр  $d$  труб каждой ветви. Решается методом последовательных приближений. Задается первое приближение для расхода. Далее выполняются вычисления, как в пункте а). Если вычисленный требуемый напор не совпал с заданным значением, то расчет выполняется с новым значением расхода.

#### 4.4. Разветвленное соединение трубопроводов. Напорно-расходная характеристика

Разветвленное соединение – это соединение нескольких простых трубопроводов в одной точке (рис. 27).

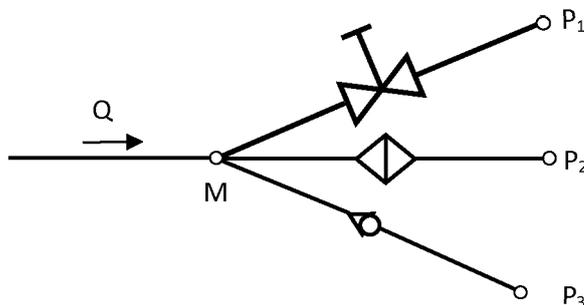


Рис. 27. Разветвленное соединение простых трубопроводов

Также как и при параллельном соединении трубопроводов, **расход** в магистрали равен сумме расходов в каждой ветви:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

**Напор в точке М** может быть найден как

$$H_M = \Delta z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \sum h_1$$

или

$$H_M = \Delta z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \sum h_2$$

$$H_M = \Delta z_3 + \frac{p_3}{\gamma} + \sum h_3$$

Пусть  $\Delta z_1 = \Delta z_2 = \Delta z_3 = 0$ . Это означает, что конечные точки 1,2 и 3 находятся на одном уровне с общим узлом М. Если  $\frac{p_1}{\gamma} \neq \frac{p_2}{\gamma} \neq \frac{p_3}{\gamma}$ , то напорно-расходная характеристика разветвленного трубопровода примет вид, как показано на рис.28.

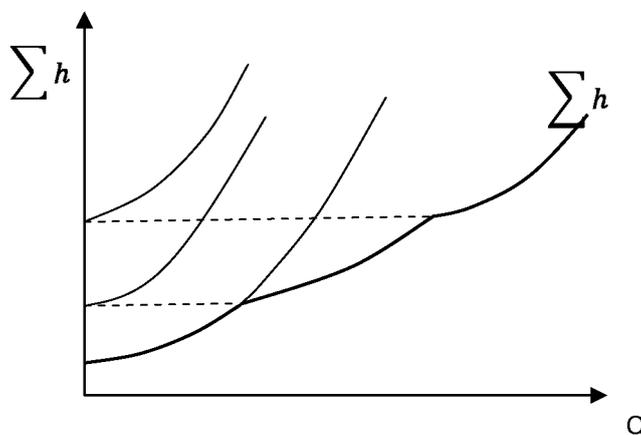


Рис. 28. Напорно-расходная характеристика разветвленного трубопровода

Суммарную характеристику находят сложением абсцисс всех характеристик. Порядок расчета аналогичен тому, что изложен в разделе 4.3.

#### 4.5. Сложные сети. Кольцевой трубопровод.

Трубопроводная сеть часто имеет достаточно сложную структуру. Если существует возможность вычленить в ней участки с последовательным, параллельным или разветвленным соединением, то задачу расчета такой сети удобно проводить графоаналитическим методом. Алгоритм расчета сводится к следующему:

1. Сложный трубопровод разбивается на ряд участков, содержащих последовательное, параллельное или разветвленное соединение.
2. Для разветвленного участка строится напорно-расходная характеристика в виде:

$$\frac{p_N}{\gamma} + \sum h_N = f(Q),$$

где  $\frac{p_N}{\gamma}$  - пьезометрический напор в конечной точке участка  $N$

и для всех остальных участков в виде:

$$\sum h = f(Q).$$

3. Складываются характеристики каждой ветви по правилам для последовательных, параллельных или разветвленных трубопроводов. Суммирование ведется от конечной точки к начальной точке.
4. По полученной суммарной характеристике решается одна из двух задач:
  - а) По заданному расходу, диаметрам находится потребный напор;
  - б) По заданному потребному напору и диаметрам труб находится суммарный расход. Порядок расчета изложен в пункте 13.3.

##### Кольцевой трубопровод.

Кольцевой трубопровод представляет собой замкнутый контур с отбором жидкости в угловых точках (рис.29).

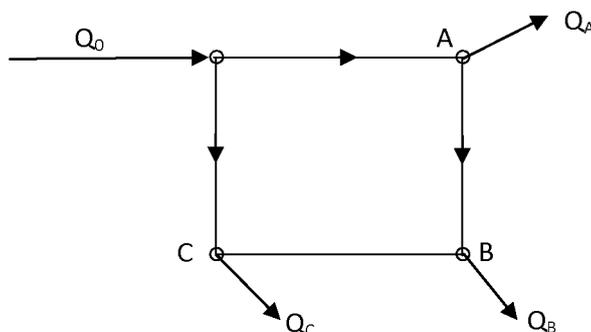


Рис.29. Кольцевой трубопровод

Расчет такого трубопровода существенно отличается от всех предыдущих. Поэтому целесообразно применить в данном случае универсальную методика численного метода, пригодную для любого типа трубопровода, которую можно назвать *методом математического моделирования*.

Метод математического моделирования.

Математическое моделирование состоит в том, все закономерности движения жидкости, имеющие место в трубопроводной сети, математически формулируются для каждого узла сети в отдельности. В результате вся сеть описывается системой линейных уравнений, число которых равно числу узлов сети.

Пусть мы имеем соединение двух трубопроводов в узле  $P$  (рис. 30).

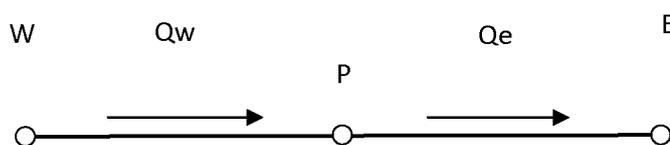


Рис.30. Схема соединения двух трубопроводов

Связь между падением давления (напора) и расходом жидкости представим в виде линейной зависимости

$$\Delta p = -CQ. \quad (6)$$

Здесь  $C$  - гидравлическая проводимость между двумя узлами. Уравнение (6) это известное уравнение **Дарси-Вейсбаха**. Коэффициент  $C$  называется *коэффициентом Дарси*. При ламинарном режиме гидравлическое сопротивление постоянно при любых  $Q$ , при турбулентном режиме и для местных гидравлических сопротивлений  $C$  зависит от расхода, а уравнение (6) является квазилинейным.

Запишем уравнение неразрывности (закон сохранения массы) для узла  $P$  в виде:

$$Q_E - Q_W = 0 \quad (7)$$

Поставим в (7) значения расхода  $Q$ , выраженного через разность давлений с помощью уравнения (6). Получим

$$\frac{1}{C_e} (p_E - p_P) - \frac{1}{C_w} (p_P - p_W) = 0,$$

или

$$a_P p_P = a_E p_E + a_W p_W \quad (8)$$

Здесь  $a_P = a_E + a_W$ ,  $a_E = \frac{1}{C_e}$ ,  $a_W = \frac{1}{C_w}$  - коэффициенты разностного уравнения (7).

Уравнение (8) связывает значения давления в центральном узле  $P$  со значениями давления в соседних узлах. А уравнение (6) позволяет вычислить расход жидкости между соседними узлами.

Помимо расчетных уравнений (6) и (8) должны быть известны *условия однозначности* – это давление и расход, либо давления в конечных узлах.

Таким образом, система линейных уравнений (8) для давления, система уравнений (6) для расхода и условия однозначности есть математическая модель сети.

#### Алгоритм решения.

1. Задается первое приближение расхода на каждом участке сети  $Q_i$  и давление в каждом узле  $p_i$  за исключением граничных узлов.
2. Вычисляются гидравлические проводимости  $C_i$  для каждого участка сети. Например, для круглой трубы при ламинарном режиме течения уравнение для  $C$  имеет вид

$$C = \frac{128\mu l}{\pi d^4},$$

то есть, является константой и не зависит от расхода. Напротив, при турбулентном режиме движения жидкости гидравлическое сопротивление найдется как

$$C = \frac{7.159\mu^{0.25}\rho^{0.75}lQ^{0.75}}{\pi^{1.75}d^{4.75}},$$

то есть, является функцией расхода.

3. Вычисляется новое значение давления в каждом узле  $p_i$ .

$$p_p = \sum a_{nb}p_{nb}/a_p, \quad (9)$$

где  $a_{nb}$ ,  $p_{nb}$  - коэффициенты разностного уравнения и давление в узлах, соседних с центральным узлом,  $a_p = \sum a_{nb}$ .

Уравнение (9) соответствует алгоритму под названием *метода простых итераций*, или *метода последовательных приближений*. В английской литературе он называется *методом "step by step"*, то есть, от узла к узлу. Это самый простой алгоритм решения системы линейных уравнений. Сходимость у него самая низкая из всех известных методов.

4. По вычисленным значениям давления  $p_i$  находится расход на каждом участке

$$Q_i = a_i(p_i - p_{i+1}) \quad (10)$$

5. По вычисленным значениям расхода  $Q_i$  вычисляется невязка уравнения неразрывности в каждом узле сети:

$$\varepsilon_i = \frac{\sum Q_i}{\sum |Q_i|}.$$

Здесь  $Q_i$  - расходы для ветвей, сходящихся в узле  $i$ .

6. Расчет прекращается, если невязка становится меньше выбранной точности. В противном случае итерации повторяются с пункта 2.

Примечание

На рис. 30 изображено простое последовательное соединение трубопроводов. Если же в узле P соединено несколько трубопроводов, то форма уравнений полностью сохраняется, например, если имеет место соединение четырех трубопроводов (рис.31а), то уравнение (9) примет вид

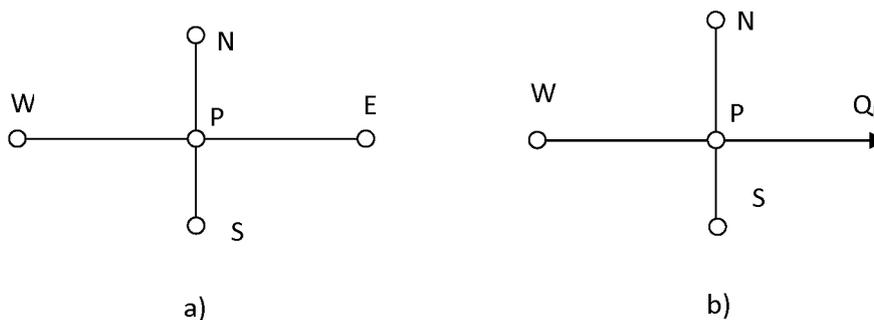


Рис.31. Соединение четырех трубопроводов в одном узле

$$p_P = \frac{a_W p_W + a_E p_E + a_N p_N + a_S p_S}{a_P},$$

$$a_P = \sum a_{nb} = a_W + a_E + a_N + a_S$$

Если вместо давления в узле E задан расход (рис.31b), то в уравнении (9) вместо слагаемого  $a_E p_E$ , чтобы удовлетворить уравнению неразрывности, надо поставить расход:

$$p_P = \frac{a_W p_W + a_N p_N + a_S p_S - Q_E}{a_P}$$

$$a_P = \sum a_{nb} = a_W + a_N + a_S$$

#### 4.6. Трубопроводы с насосной подачей жидкости

Все трубопроводные системы, рассмотренные выше, предполагали постоянное значение напора и расхода на входе в сеть. В то же время основным способом подачи жидкости является принудительная подача насосами. Насосы имеют свою расходно-напорную характеристику. Учет совместной работы насоса и трубопровода позволяет подобрать характеристики насоса и трубопровода таким образом, чтобы получить максимальный к.п.д. всей сети.

Трубопровод с насосной подачей может быть разомкнутым, то есть когда жидкость перекачивается из одной точки в другую (рис.32а), или замкнутым (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости (рис.32b).

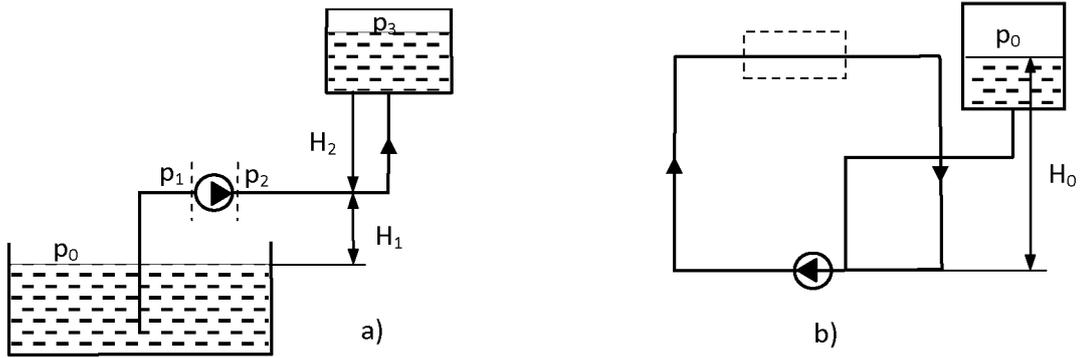


Рис.32. Трубопроводы с насосной подачей

Рассмотрим первоначально разомкнутый трубопровод (рис. 12а). По этой схеме жидкость из нижнего резервуара с давлением на свободной поверхности  $p_0$  перекачивается в верхний резервуар с давлением на свободной поверхности  $p_3$ . Высота расположения насоса относительно нижней свободной поверхности равна  $H_1$ , которая называется *геометрической высотой всасывания*. Трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, называется *всасывающим трубопроводом*. Высота от оси насоса до верхней свободной поверхности называется *геометрической высотой нагнетания*.

Составим уравнение Бернулли для потока жидкости во всасывающем трубопроводе, то есть, для сечений 0 и 1 (рис. 12а):

$$\frac{p_0}{\gamma} = H_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{\text{вс}} \quad (7)$$

Уравнение (7) является основным для расчета всасывающего трубопровода. Оно показывает, что для подъема жидкости на высоту  $H_1$  при средней скорости жидкости  $v_1$  и преодоления гидравлических потерь  $\sum h_{\text{вс}}$  необходима разность давлений  $\Delta p = p_0 - p_1$ .

Если давление на свободной поверхности атмосферное, то давление на входе в насос ниже атмосферного. Разрежение на входе в насос всегда ограничено возможностью возникновения кавитации (появление газовых пузырьков из-за процесса парообразования в связи с пониженным давлением). Поэтому высота всасывания, как правило, не может превышать 7-8 метров.

Запишем уравнение Бернулли применительно к напорному трубопроводу для сечения 2 и 3:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\gamma} + \sum h_{\text{напор}} \quad (8)$$

Левая часть уравнения (8) представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса. Правая часть уравнения (8) показывает, куда расходуется напор, создаваемый насосом, а именно: на подъем жидкости на высоту  $H_2$ , на преодоление гидравлических сопротивлений  $\sum h_{\text{напор}}$  и давление на выходе из трубопровода  $\frac{p_3}{\gamma}$ .

Для устойчивой работы насоса совместно с трубопроводом, очевидно, что напор, создаваемый насосом, должен быть равен потребному напору трубопровода, то есть,

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{потр}} \quad (9)$$

На равенстве (9) основывается метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в совместном построении в одном масштабе и на одном графике двух кривых: напора  $H_{\text{потр}} = f_1(Q)$  и характеристики насоса  $H_{\text{нас}} = f_2(Q)$  и нахождения их точки пересечения (рис. 33). Характеристикой насоса называется зависимость напора, создаваемого насосом, от его подачи при постоянной частоте вращения вала насоса.

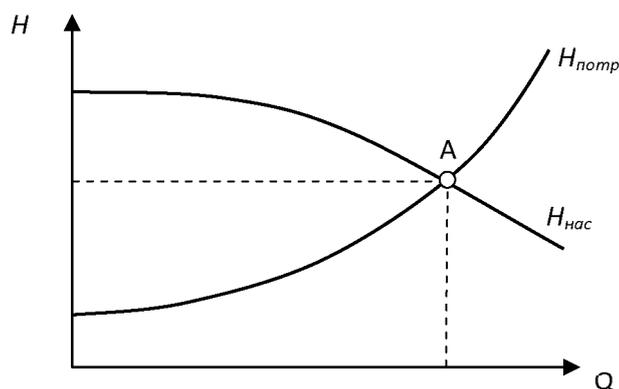


Рис. 33. Нахождение рабочей точки трубопровода с насосной подачей

Точка пересечения двух характеристик называется *рабочей точкой*. Она соответствует такому режиму работы, когда весь напор, создаваемый насосом, реализуется в потребный напор трубопровода.

Для замкнутого трубопровода (рис.32b) геометрическая высота подъема жидкости равна нулю ( $\Delta z = 0$ ). Тогда при  $v_1 = v_2$  потребный напор будет равен  $H_{\text{потр}} = \sum h$ . С другой стороны напор, создаваемый насосом, равен  $H_{\text{нас}} = (p_2 - p_1)/\gamma$  и он весь уходит на преодоление гидравлических сопротивлений трубопровода. Таким образом, для замкнутого трубопровода справедливо то же равенство, что и для разомкнутого трубопровода.

Замкнутый трубопровод обязательно должен иметь расширительный бачок (обычно у входа в насос, где давление имеет минимальное значение) для обеспечения устойчивой работы трубопровода. Давление на входе в насос при наличии расширительного бачка (рис.32b) найдется как

$$p_1 = p_0 + \gamma H_0 .$$

Расширительный бачок может включаться и в нагнетательную часть трубопровода как показано на рис. 32b штриховой линией.

#### 4.7. Гидравлический удар (гидроудар)

Гидроудар – это скачок давления в какой-либо системе, заполненной жидкостью, вызванный крайне быстрым изменением скорости потока этой жидкости за очень малый промежуток времени. Может возникать вследствие резкого закрытия или открытия задвижки. В первом случае гидроудар называют положительным, во втором – отрицательным. Опасен положительный гидроудар. При положительном гидроударе несжимаемую жидкость следует рассматривать как сжимаемую. Гидравлический удар способен вызывать образование продольных трещин в трубах, что может привести к их расколу, или повреждать другие элементы трубопровода. Также гидроудары чрезвычайно опасны и для другого оборудования, такого как теплообменники, насосы и сосуды, работающие под давлением. Для предотвращения гидроударов, вызванных резкой переменной направления потока рабочей среды, на трубопроводах устанавливаются обратные клапаны.

Явление гидравлического удара открыл Н.Е. Жуковский. Увеличение давления при гидравлическом ударе определяется в соответствии с его теорией по формуле:

$$\Delta p = \rho(v_0 - v_1)c,$$

где  $\rho$  – плотность жидкости в  $\text{кг/м}^3$ ,

$v_0$  и  $v_1$  – средние скорости в трубопроводе до и после закрытия задвижки (запорного клапана) в  $\text{м/с}$ ,

$c$  – скорость распространения ударной волны вдоль трубопровода.

Жуковский доказал, что скорость распространения ударной волны  $c$  находится в прямо пропорциональной зависимости от сжимаемости жидкости, величины деформации стенок трубопровода, определяемой модулем упругости материала  $E$ , из которого он выполнен, а также от диаметра трубопровода.

В зависимости от времени распространения ударной волны  $\tau$  и времени *перекрывтия* задвижки (или другой запорной арматуры)  $t$ , в результате *которого* возник гидроудар, можно выделить 2 вида ударов:

- **Полный (прямой)** гидравлический удар, если  $t < \tau$
- **Неполный (непрямой)** гидравлический удар, если  $t > \tau$

При полном гидроударе фронт возникшей ударной волны движется в направлении обратном первоначальному направлению движения жидкости в трубопроводе. Его дальнейшее направление движения зависит от элементов трубопровода, расположенных до закрытой задвижки. Возможно неоднократное прохождения фронта волны в прямом и обратном направлениях.

При неполном гидроударе фронт ударной волны не только меняет направление своего движения на противоположное, но и частично проходит далее сквозь не до конца закрытую задвижку.

### Расчет гидравлического удара

Прямой гидравлический удар бывает тогда когда время закрытия задвижки  $t_{зав}$  меньше фазы удара  $T$ , определяемой по формуле:

$$T = \frac{2l}{c}$$

Здесь  $l$  - длина трубопровода от места удара до сечения, в котором поддерживается постоянное давление,  $c$  - скорость распространения ударной волны в трубопроводе, определяется по формуле Н.Е. Жуковского, м/с:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{1}{1 + \frac{E}{E_{тр}} \frac{d}{h} k}}$$

где  $E$  - модуль объемной упругости жидкости,

$\rho$  - плотность жидкости,

$\sqrt{\frac{E}{\rho}}$  - скорость распространения звука в жидкости,

$E_{тр}$  - модуль упругости материала стенок трубы,

$d$  - диаметр трубы,

$h$  - толщина стенок трубы.

Для воды отношение  $\frac{E}{E_{тр}}$  зависит от материала труб и может быть принято: для стальных - 0.01; чугунных - 0.02; ж/б - 0.1-0.14; асбестоцементных - 0.11; полиэтиленовых - 1-1.45

Коэффициент  $k$  для тонкостенных трубопроводов применяется (стальные, чугунные, а/ц, полиэтиленовые) равным 1. Для ж/б труб  $k=1/(1+9.5a)$ , где  $a = f/h$ .

коэффициент армирования кольцевой арматурой ( $f$  - площадь сечения кольцевой арматуры на 1м длины стенки трубы). Обычно  $a = 0.015 - 0.05$ . Повышение давления при прямом гидравлическом ударе определяется по формуле:

$$\Delta p = \rho c v_0$$

где  $v_0$  - скорость движения воды в трубопроводе до закрытия задвижки.

Если время закрытия задвижки больше фазы удара ( $t_{завдв} > T$ ), такой удар называется непрямым. В этом случае дополнительное давление может быть определено по формуле:

$$\Delta p = \frac{2\rho v_0 l}{t_{завдв}}$$

#### Способы предотвращения возникновения гидравлических ударов

- Исходя из формулы Жуковского (определяющей увеличение давления при гидроударе) и величин, от которых зависит скорость распространения ударной волны, для ослабления силы этого явления или его полного предотвращения можно уменьшить скорость движения жидкости в трубопроводе, увеличив его диаметр.
- Для ослабления силы этого явления следует увеличивать время закрытия затвора
- Установка демпфирующих устройств (вентили, воздушные клапаны, колпаки, предохранительные клапаны, медленно закрывающиеся задвижки).

#### Примеры

1. Наиболее простым примером возникновения гидравлического удара является пример трубопровода с постоянным напором и установившимся движением жидкости, в котором была резко перекрыта задвижка или закрыт клапан.

2. В скважинах систем водоснабжения гидроудар, как правило, возникает, когда ближайший к насосу обратный клапан расположен выше статического уровня воды более, чем на 9 метров, или ближайший к насосу обратный клапан имеет утечку, в то время как расположенный выше следующий обратный клапан держит давление. В обоих случаях в стояке возникает частичное разрежение. При следующем пуске насоса вода, протекающая с очень большой скоростью, заполняет вакуум и соударяется в трубопроводе с закрытым обратным клапаном и столбом жидкости над ним, вызывая скачок давления и гидравлический удар. Такой гидравлический удар способен вызвать образование трещин в трубах, разрушить трубные соединения и повредить насос и/или электродвигатель.

3. Гидроудар может возникать в системах объемного гидропривода, в которых используется золотниковый гидрораспределитель. В момент перекрытия золотником одного из каналов, по которым нагнетается жидкость, этот канал на короткое время оказывается перекрытым, что влечёт за собой возникновение явлений, описанных выше.

## Раздел II Гидромашины

Гидромашины служат для преобразования энергии движения рабочих органов в энергию давления и движения жидкости (*гидронасосы*). Обратное преобразование осуществляется *гидродвигателями*.

Гидромашины по принципу действия подразделяют на:

- а) гидромашины объемного типа (рис.34),
- б) гидромашины лопастного или динамического типа (рис.35).

Гидромашины объемного типа работают за счет изменения объема рабочей камеры. Это - поршневые, шестеренчатые, пластинчатые (шиберные), роторные, роторно-поршневые, винтовые машины.

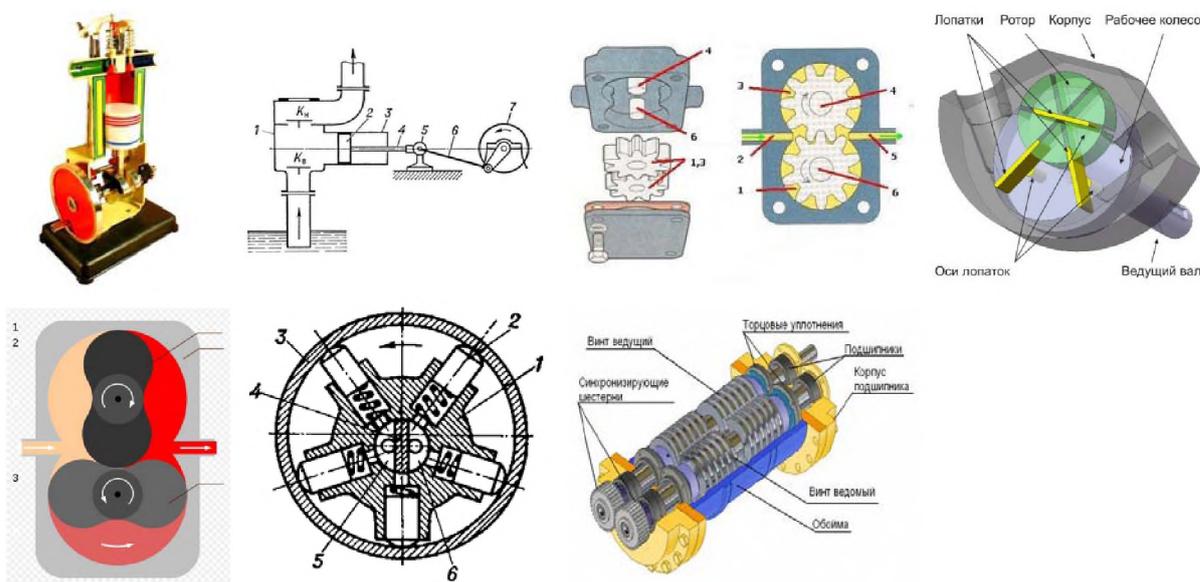


Рис.34. Гидронасосы объемного типа

Лопастные машины преобразуют механическую энергию за счет воздействия колеса на жидкость. К ним относятся центробежные, осевые, вихревые машины.



Рис.35. Насосы динамического действия

Наибольшее распространение получили центробежные насосы из-за простоты конструкции и высоких динамических характеристик.

## Лекция 5. Центробежные насосы

План лекции:

1. Центробежные насосы. Основные параметры центробежных насосов.
2. Устройство и принцип действия центробежных насосов.
3. Определение максимально допустимой высоты всасывания центробежных насосов.
4. Основные уравнения центробежных насосов.
5. Характеристики центробежных насосов.

### 5.1. Основные параметры центробежного насоса

Схема установки, оснащенной центробежным насосом, представлена на рис.36.

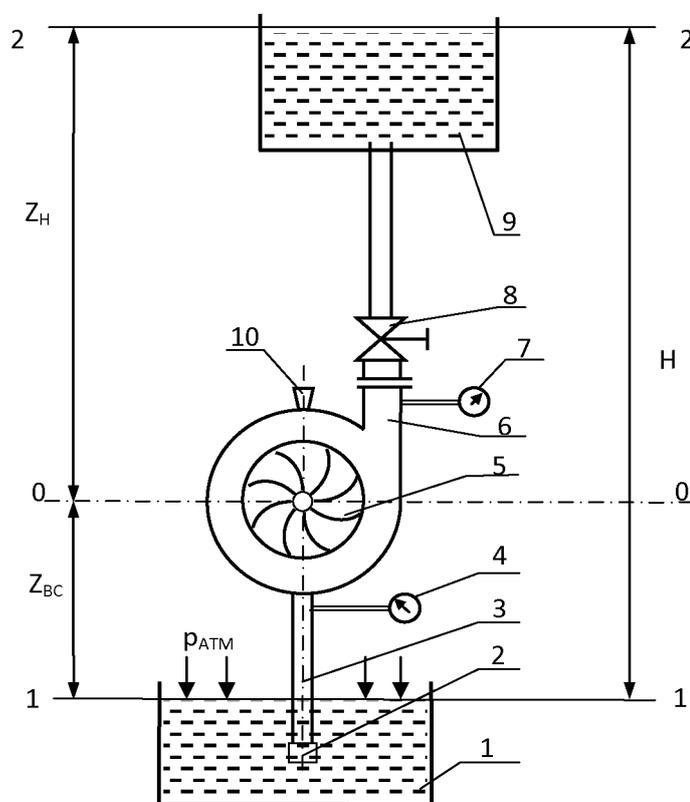


Рис.36. Схема насосной установки

1,9 – емкости, 2 – механический фильтр, 3 – всасывающий трубопровод, 4 – вакууметр, 5 – рабочее колесо насоса, 6 – напорный трубопровод, 7 – манометр для измерения давления в нагнетательной линии, 8 – вентиль, 10 – заглушка.

Работа насоса характеризуется его *подачей*  $Q$ , *напором*  $H$ , *потребляемой мощностью*  $N_{п}$ , *кпд*  $\eta$  и частотой вращения  $n$ .

**Подача** – это расход жидкости в единицу времени через напорный (выходной) патрубок. Различают объемную подачу  $Q$ , измеряемую в [л/сек], [л/мин], [ $\text{м}^3/\text{час}$ ] и массовую подачу, измеряемую в [кг/с].

**Напор** – это разность удельных энергий (на единицу веса) после насоса и перед ним:

$$H = Z_H - Z_{BC} + \frac{p_H}{\gamma} - \frac{p_{BC}}{\gamma} + \frac{v_H^2}{2g} - \frac{v_{BC}^2}{2g}$$

Здесь

$Z_H, \frac{p_H}{\gamma}, \frac{v_H^2}{2g}$  – геометрическая высота, пьезометрическая высота и скоростной напор в нагнетательной линии,

$Z_{BC}, \frac{p_{BC}}{\gamma}, \frac{v_{BC}^2}{2g}$  – геометрическая высота, пьезометрическая высота и скоростной напор во всасывающем трубопроводе.

Полезная мощность насоса находится как

$$N_{\text{п}} = Q\gamma H$$

Мощность, подведенная к валу насоса, выше полезной мощности на величину кпд насоса, то есть,

$$N = N_{\text{п}}/\eta,$$

где

$$\eta = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{м}}$$

$\eta_{\text{г}} = H/(H + \Delta H)$  – гидравлический кпд, определяющий качество проточных частей центробежного насоса.

Здесь  $\Delta H$  – потери напора в насосе за счет местных сопротивлений, возникающих при перекачке жидкости от входного патрубка к выходному. Обычно  $\eta_{\text{г}} = 0.8 - 0.95$  и зависит от режима работы насоса.

$\eta_{\text{о}}$ - объемный кпд; учитывает потерю мощности за счет перетечек жидкости внутри насосной установки. Его значение не превышает, как правило,  $\eta_{\text{о}} = 0.95 - 0.98$ .

$\eta_{\text{м}}$ - механический кпд, учитывает механические потери в трущихся частях насоса. Его значение колеблется в пределах  $\eta_{\text{м}} = 0.9 - 0.97$ .

Таким образом, общий кпд центробежного насоса лежит в диапазоне

$$\eta = 0.7 - 0.9$$

и зависит от режима работы.

## 5.2. Устройство и принцип действия центробежного насоса

Центробежные насосы составляют весьма обширный класс насосов. Перекачивание жидкости или создание давления производится в центробежных насосах вращением одного или нескольких рабочих колес. Большое число разнообразных типов центробежных насосов, изготавливаемых для различных целей, может быть сведено к небольшому числу основных их типов, разница в конструктивной разработке которых продиктована в основном особенностями использования насосов. Наиболее распространенным типом центробежных насосов являются одноступенчатые насосы с горизонтальным расположением вала и рабочим колесом одностороннего входа (рис.37).

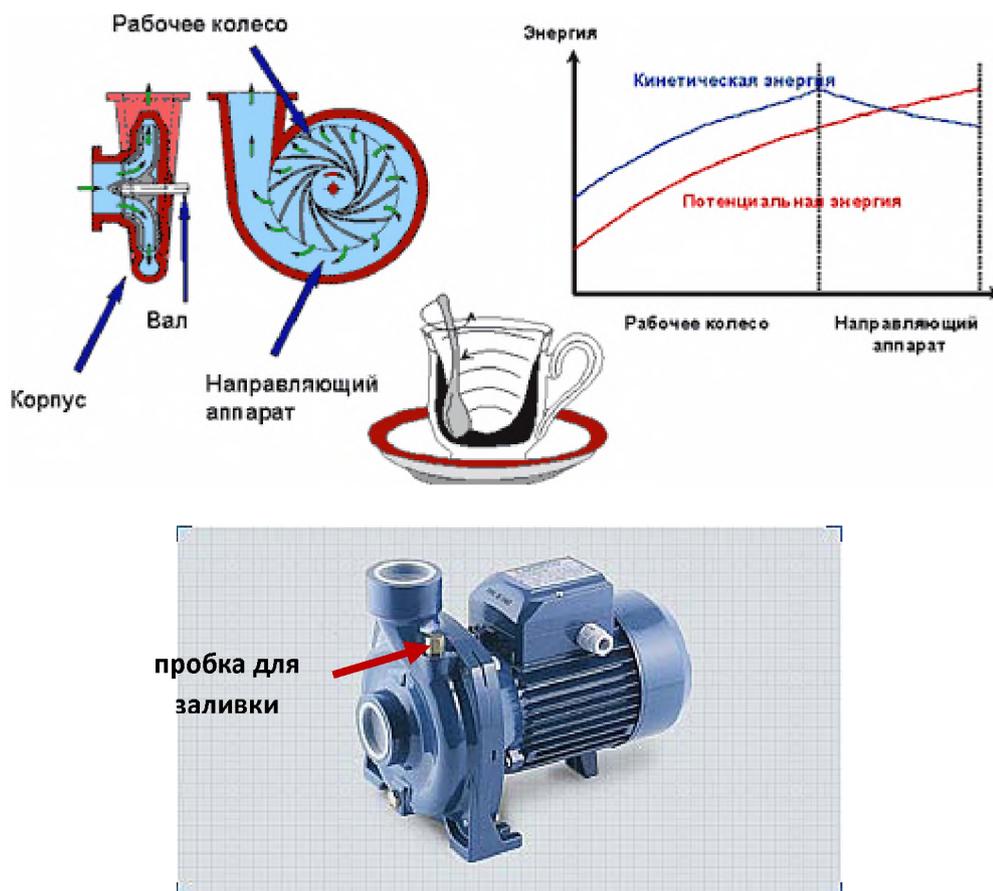


Рис. 37. Центробежный одноступенчатый насос с горизонтальным расположением вала.

Принцип действия центробежного насоса заключается в следующем. При вращении рабочего колеса его лопасти воздействуют на жидкость, раскручивают поток, который отбрасывается на периферию за счет центробежных сил инерции. В результате на оси насоса создается разрежение, достаточное для всасывания жидкости. На периферии, напротив, создается избыточное давление за счет того, что кинетическая энергия движущейся жидкости частично переходит в потенциальную энергию давления. Чтобы повысить давление на выходе, центробежный насос оснащают направляющим аппаратом - неподвижными лопатками, расположенными сразу за рабочим колесом. На графике справа рис.4 красной кривой показано возможное повышение давления от применения направляющего аппарата.

Одноступенчатый насос консольного типа (К) с приводом от электродвигателя через соединительную муфту, изображенный на рис.37, предназначен для подачи чистой воды и других малоагрессивных жидкостей. При перекачке насосом капельной жидкости перед пуском его нужно заполнить. Заливка насоса необходима для предотвращения образования воздушных пузырей во всасывающем трубопроводе, наличие которых приводит к резкому уменьшению разряжения и прекращению закачки жидкости. По этой причине центробежный насос не является самовсасывающим, в отличие, например, от вихревого насоса.

### 5.3. Определение максимально допустимой высоты всасывания центробежного насоса.

Известно, что с понижением давления температура кипения жидкости также снижается. В этой связи разряжение, создаваемое во всасывающем коллекторе, ограничено температурой кипения, которая должна быть выше температуры окружающей среды. В противном случае во всасывающем трубопроводе может произойти вскипание жидкости, что приведет к снижению кпд насоса. Так при давлении насыщенных паров, равном

$$p_n = 10,33 \text{ м. вод.ст. температура кипения} \quad t_n = 100 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{при } p_n = 1,25 \text{ м. вод.ст. температура кипения} \quad t_n = 50 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{при } p_n = 0,25 \text{ м. вод.ст. температура кипения} \quad t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

Таким образом, давление во всасывающем трубопроводе должно быть несколько выше давления насыщенных паров  $p_n$ , то есть,

$$p_{\text{вс}} = p_n + \Delta p,$$

где  $p_n$  - давление насыщенных паров при заданной температуре,

$\Delta p$  - кавитационный запас.

Для определения максимальной высоты всасывания запишем уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1 (рис.3):

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} = z_{\text{вс}} + \frac{p_n}{\gamma} + h_{\text{тр.вс}} + \varphi \sigma H$$

Откуда

$$z_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - \left( \frac{p_n}{\gamma} + h_{\text{тр.вс}} + \varphi \sigma H \right).$$

Здесь

$$\sigma = \frac{10}{H} \left( n \frac{\sqrt{Q}}{c} \right) - \text{коэффициент кавитации,}$$

$\varphi$  - коэффициент запаса на кавитацию (1,2 – 1.4).

Кавитация – это явление образования газовых пузырьков в капельной жидкости. Сопровождается повышенным шумом и вибрацией, так как схлопывание пузырей приводит к появлению ударных волн. Кавитация – источник повышенной коррозии, механического износа. Работа насоса в режиме кавитации недопустима.

#### 5.4. Основное уравнение центробежного насоса.

Основное уравнение центробежного насоса устанавливает связь между напором, создаваемым насосом, геометрическими параметрами рабочего колеса и скоростью его вращения.

В случае установившегося движения жидкости во вращающемся канале в соответствии со вторым законом Ньютона изменение момента количества движения жидкости равно моменту внешних сил

$$\frac{dL}{dt} = M$$

или

$$G(v_{u_2}R_2 - v_{u_1}R_1) = M.$$

Умножая обе части этого уравнения на угловую скорость вращения  $\omega$ , получим

$$G\omega(v_{u_2}R_2 - v_{u_1}R_1) = \omega M = N,$$

Но так как

$$N = HGg,$$

То

$$H = \frac{\omega}{g}(v_{u_2}R_2 - v_{u_1}R_1),$$

где  $v_{u_1}$   $v_{u_2}$ ,- окружные составляющие абсолютной скорости потока (рис.38) на входе и выходе межлопаточного пространства.

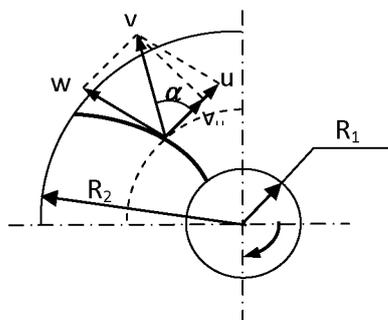


Рис.38. Компоненты вектора скорости жидкости в межлопаточном пространстве

При вращении лопатка сообщает потоку скорость равную геометрической сумме окружной скорости  $\vec{u}$  и касательной скорости  $\vec{w}$ :

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}.$$

Учитывая, что

$$\omega R = u$$

$$v_u = v \cdot \cos \alpha$$

окончательно получим

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g},$$

Это есть *турбинное уравнение Эйлера*, справедливое для бесконечного числа лопаток и при отсутствии гидравлических потерь при движении жидкости в межлопаточном пространстве.

В случае, если на входе жидкости во вращающийся канал угол между векторами  $\vec{v}$  и  $\vec{u}$  равен 90 градусов, то турбинное уравнение Эйлера примет вид

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g},$$

то есть, теоретический напор определяется формой выходных кромок лопастей рабочего колеса.

### 5.5. Характеристика центробежного насоса.

Геометрические размеры центробежного насоса рассчитывают таким образом, чтобы гидравлические потери в нем при заданном расходе были минимальными. Этому расходу и напору соответствует определенная скорость вращения рабочего колеса. Такое сочетание подачи (расхода), напора и частоты вращения называют *расчетным режимом*.

При эксплуатации насос работает и на нерасчетных режимах. Так, например, если подача равна нулю  $G = 0$ , то теоретический напор будет максимальным и равен  $H = \frac{u^2}{g}$ .

При увеличении подачи напор меняется линейно, относительно  $G$ , то есть  $H \sim G$ , как при бесконечном числе лопаток, так и конечном их числе, но со смещением (рис.39).

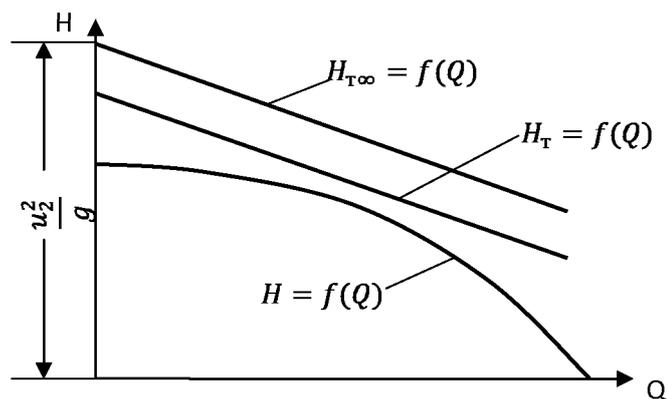


Рис.39. Напорно-расходная характеристика центробежного насоса

С учетом гидравлических потерь действительный напор будет меньше теоретического.

$$H = H_T - h_{\text{потерь}}$$

Гидравлические потери  $h_{\text{п}}$  приближенно пропорциональны  $Q^2$ . На рис. 6 действительная характеристика насоса соответствует нижней кривой.

Кривую мощности насоса – гидравлическую мощность можно построить с помощью уравнения

$$N_{\Gamma} = Q\gamma H_T.$$

Так как теоретический напор представляет собой линейную зависимость от расхода

$$H_T = A - BQ,$$

то, подставляя это выражение в предыдущее, получим следующее уравнение для гидравлической мощности

$$N_{\Gamma} = \gamma(AQ - BQ^2),$$

то есть, мощность меняется по параболе.

Мощность, подводимая к валу насоса, зависит от кпд насоса  $\eta$ . График  $\eta = f(Q)$  имеет вид квадратичной зависимости (рис.40).

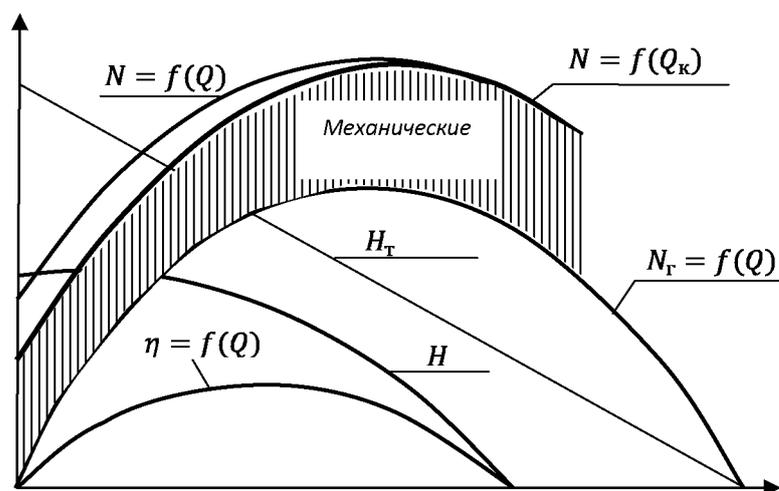


Рис.40. Характеристики центробежного насоса

Механические потери (на рис.7 они показаны заштрихованной зоной) мало зависят от подачи насоса. Прибавив мощность механических потерь к гидравлической мощности, получим кривую мощности на валу электродвигателя  $N = f(Q)$ . Наконец, следует учесть перетечки жидкости внутри насоса. Тогда расход, создаваемый рабочим колесом, будет больше на величину утечек

$$Q_k = Q + q_k$$

В этом случае кривую мощности, подводимую к валу насоса надо сместить вправо (рис.40).

## Лекция 6. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов

План лекции:

1. Элементы теории подобия в лопастных насосах
2. Пересчет характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения
3. Коэффициент быстроходности
4. Работа насоса на трубопровод. Регулировка режима работы насоса
5. Сводный график центробежных насосов
6. Последовательная и параллельная работа насосов на общий трубопровод

### 6.1. Элементы теории подобия в лопастных насосах

Методы теории подобия применительно к лопастным насосам дают возможность получить характеристику проектируемого насоса по подобному насосу, характеристика которого известна. Кроме того, можно пересчитать характеристику того же насоса, но при других оборотах вращения, либо при других геометрических размерах рабочего колеса и т.д.

Для соблюдения *геометрического подобия* двух насосов необходимо, чтобы геометрические размеры рабочего колеса, отнесенные к выбранному линейному масштабу, совпадали. То есть, геометрические размеры двух колес должны быть пропорциональны. За масштаб, как правило, берется радиус колеса.

*Кинематическое подобие* будет соблюдено, если отношение расходов связано соотношением:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 L_1^3}{n_2 L_2^3} = \bar{Q}, \quad (1)$$

где

$n_1, L_1, n_2, L_2$  - скорость вращения и линейный масштаб первого и второго насоса.

Для *динамического подобия* необходимо, чтобы выполнялись следующие условия:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1 L_1}{n_2 L_2} \right)^2 = \bar{H} \quad (2)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left( \frac{L_1}{L_2} \right)^5 = \bar{N} \quad (3)$$

Соотношения (2) и (3) эквивалентны условиям равенства чисел Рейнольдса  $Re_1 = Re_2$  и Эйлера  $Eu_1 = Eu_2$  в гидромеханике.

## 6.2. Пересчет характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения

Соотношения (1), (2), (3) позволяют пересчитать характеристики одного и того же насоса для различных скоростей вращения рабочего колеса.

Так как геометрический масштаб остается неизменным, то есть.

$$L_1 = L_2,$$

то из условий подобия будем иметь

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (4)$$

Предположим, что имеется характеристика насоса при частоте вращения  $n_1$ , а двигатель этого насоса работает при частоте вращения  $n_2$ . Отсюда возникает необходимость пересчитать исходную характеристику на новую, соответствующую новой частоте вращения.

Воспользовавшись соотношениями (4), найдем новые значения параметров насоса по старым параметрам:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}, \quad H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad N_2 = N_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

Из соотношений (4) также следует, что

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2,$$

или

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \dots = \frac{H}{Q} = \text{const} = s. \quad (5)$$

Тогда уравнение кривой подобных режимов для одного и того же насоса примет вид:

$$H = sQ^2 \quad (6)$$

Уравнение (6) замечательно тем, что оно является также и уравнением равных КПД подобных режимов ( $\eta = 1$ ).

Теперь предположим, что необходимо получить расход (подачу)  $Q_2$  и напор  $H_2$ , но имеющаяся характеристика насоса  $H_1 = f(Q_1)$  не проходит через режимную 2 (рис.41). Задача состоит в подборе такого числа оборотов  $n_2$ , при которых кривая  $H = f(Q)$  пройдет через точку 2.

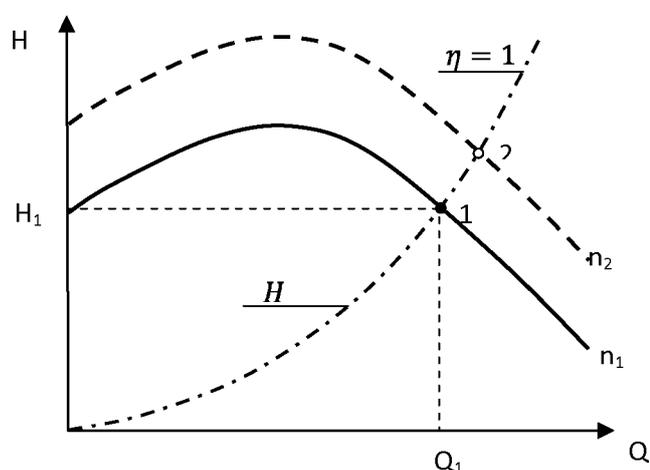


Рис.41. К определению частоты вращения рабочего колеса для режимной точки 2

Вначале построим кривую подобных режимов, соответствующую уравнению (6) – штрихпунктирная кривая на рис.1. Для этого по заданному значению  $H_2$  и  $Q_2$  найдем постоянный множитель  $s$ , воспользовавшись уравнением (5):

$$s = \frac{H_2}{Q_2^2}.$$

Далее строится кривая  $H = sQ^2$  и находится точка пересечения кривой подобных режимов и известной характеристики  $H_1 = f(Q_1)$  - точка 1. По полученной таким образом точке определяются координаты  $H_1$  и  $Q_1$ .

Теперь можно воспользоваться одним из соотношений (4), чтобы подобрать обороты колеса  $n_2$ , например,

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

### 6.3. Коэффициент быстроходности лопастных насосов

На этапе проектирования насоса при построения его характеристики, как правило, используют формулы подобия для того, чтобы найти из ряда существующих подобный насос, характеристика которого известна. Обычно выбор подобного насоса производят по параметру, который должен характеризовать оптимальный режим работы и был бы одинаков для всех подобных насосов.

Найдем такой параметр, используя соотношения (1), (2). Для этого преобразуем формулы подобия (1), (2) к виду

$$\frac{Q_1}{n_1 L_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 L_2^3} = \frac{Q}{n L^3} = q,$$

$$\frac{H_1}{(n_1 L_1)^2} = \frac{H_2}{(n_2 L_2)^2} = \frac{H}{(n L)^2} = h.$$

Величины  $q$  и  $h$  есть комплексы подобия, из которых можно составить безразмерную комбинацию, например, в виде безразмерной частоты вращения:

$$\left( q^2 / h^3 \right)^{\frac{1}{4}} = n_y,$$

или

$$n_y = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (7)$$

Полученный новый критерий называют *удельной частотой вращения*. Величину в 3.65 большей удельной частоты вращения называют *коэффициентом быстроходности*

$$n_s = 3.65 n_y.$$

Входящие в уравнение (7) физические величины имеют следующую размерность:  $Q$  в  $[м^3/с]$ ,  $H$  в  $[м]$ ,  $n$  в  $[об/мин]$ .

Коэффициент быстроходности есть частота вращения насоса, при котором при напоре в 1 метр насос подает жидкость с расходом  $0.075 м^3/с$  (рис.42).

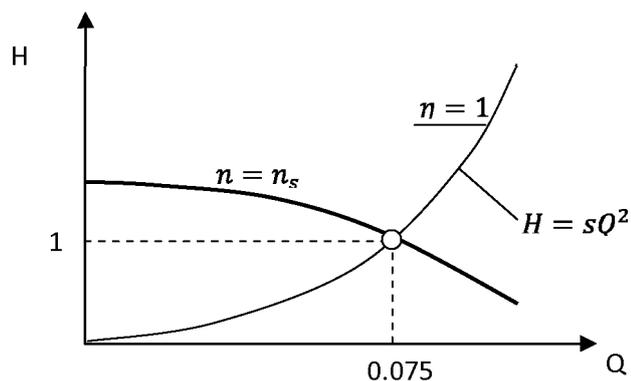


Рис.42. К определению коэффициента быстроходности насоса

Очевидно, что все насосы, имеющие один и тот же коэффициент быстроходности, будут подобными. Таким образом, задача сводится к определению по заданным значениям  $H, Q, n$  коэффициента быстроходности  $n_s$  и подбору существующего насоса с тем же коэффициентом быстроходности. Затем характеристика выбранного насоса используется для построения характеристики проектируемого насоса.

По коэффициенту быстроходности центробежные насосы подразделяют на:

- тихоходные  $n_s = 50 - 90$ ;
- нормальные  $n_s = 80 - 300$ .

Тихоходные насосы имеют соотношение диаметра рабочего колеса  $D_k$  к входному диаметру  $D_0$   $\frac{D_k}{D_0} > 2$ . Большой диаметр позволяет создать большой напор, что ведет к снижению коэффициента быстроходности. Для нормальных колес  $\frac{D_k}{D_0} = 1.4 - 2.5$ .

Быстроходные насосы - это, как правило, *полуосевые* ( $n_s = 250 - 500$ ) и *осевые* насосы ( $n_s = 500 - 1000$ ).

#### 6.4. Работа насоса на сеть. Регулировка режима работы насоса

Схема простейшей насосной установки и ее характеристика показана на рис.43.

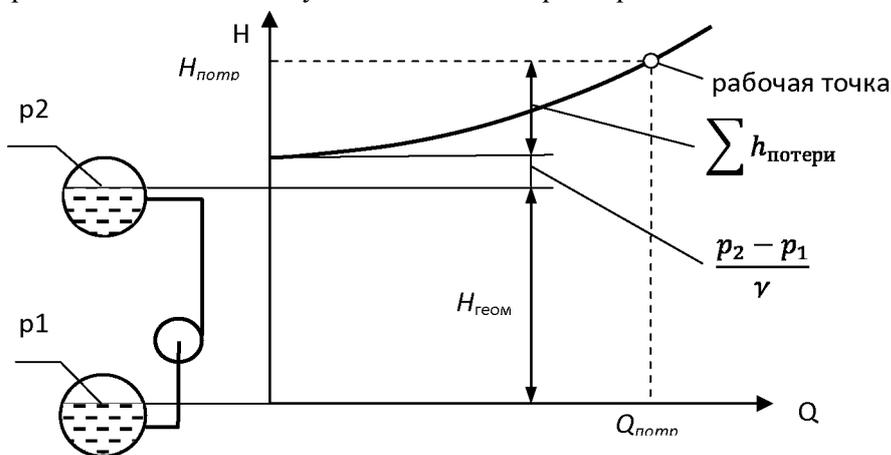


Рис.43. Схема и характеристика насосной установки

Характеристика насосной установки, которая изображена на рис.43 справа показывает зависимость потребного напора от расхода. На рис.43 показано из чего складывается потребный напор. Это разность геометрических высот свободных поверхностей в приемном и напорном баках  $H_{\text{геом}}$ , разность пьезометрических напоров над свободными поверхностями  $\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$  и сумма гидравлических потерь в насосном и напорном трубопроводах  $\sum h_{\text{потери}}$ :

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{геом}} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \sum h_{\text{потери}}$$

Насос, включенный в эту схему, имеет собственную характеристику, но он работает в таком режиме, когда напор, который он развивает, равен потребному напору в сети. Для определения режима работы насоса необходимо на одном графике изобразить характеристику насоса и трубопроводной сети. Точка пересечения этих двух характеристик даст рабочую точку насоса (рис.43).

Насос не может работать ни в режиме, соответствующем точке В, ни точке С (рис.44).

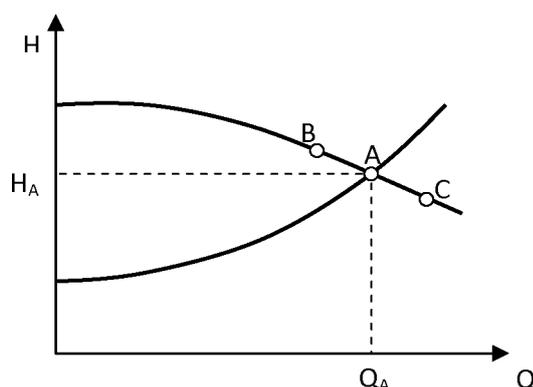


Рис. 44. Рабочая точка насосной установки

В первом случае превышение напора насоса над потребным напором приведет к увеличению расхода и точка В сместится вправо. Во втором случае недостаточный напор приведет к снижению расхода и точка С сместится влево. Таким образом, данной характеристике насоса и трубопровода соответствует единственная рабочая точка. Однако на практике возникает необходимость изменения режима работы для обеспечения требуемого напора и расхода. Для этого необходимо изменить характеристику либо насоса, либо трубопровода.

#### 6.4.1. Регулировка подачи дросселированием

Регулировка подачи дросселированием осуществляется с помощью вентиля, который устанавливается на нагнетательной линии. Вентиль это дополнительное местное сопротивление и, открывая и закрывая его, можно изменять характеристику напорной части трубопровода и тем самым смещать рабочую точку всей системы в нужную сторону (рис.45).

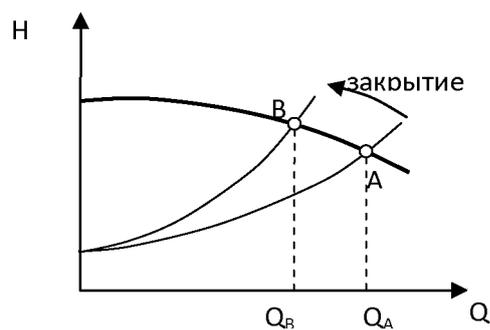


Рис. 45. Смещение рабочей точки дросселированием

#### 6.4.2. Регулировка изменением частоты вращения рабочего колеса насоса.

Изменить рабочую точку насосной системы можно не только изменением характеристики трубопровода, но и изменением характеристики насоса. На графике рис.46 показано семейство характеристик насоса при различных частотах вращения рабочего колеса. Уменьшение частоты вращения приводит к смещению рабочей точки влево вниз.

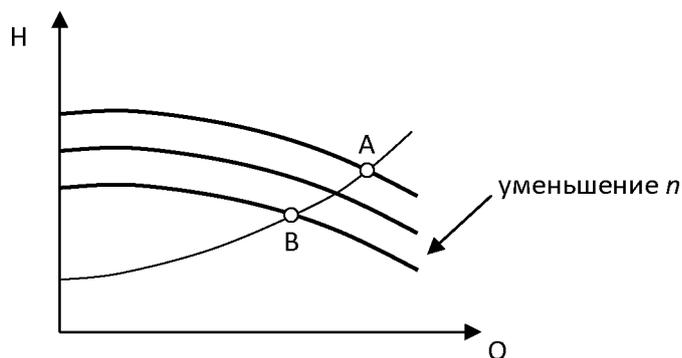


Рис.46 Смещение рабочей точки изменением частоты вращения рабочего колеса

#### 6.4.3. Регулирование перепуском.

Регулирование перепуском осуществляется перепуском части жидкости из напорного трубопровода во всасывающий трубопровод по обводному трубопроводу. Объем перепускаемой жидкости регулируется вентилем, стоящем на перепускном участке (рис.47). В результате подача уменьшается, а напор сохраняет то же значение. Рабочая точка при этом смещается влево.

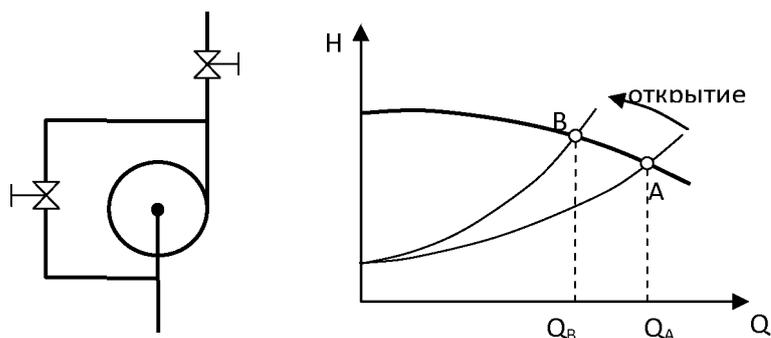


Рис.47. регулирование перепуском.

#### 6.4.4. Регулирование изменением диаметра рабочих колес.

Известно, что при уменьшении наружного диаметра рабочего колеса центробежного насоса, окружная скорость жидкости на выходе из насоса уменьшается. Это приводит к уменьшению напора и изменению характеристики насоса. Приблизительно можно считать, что

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

На рис.48 показано смещение рабочей точки с изменением диаметра рабочего колеса.

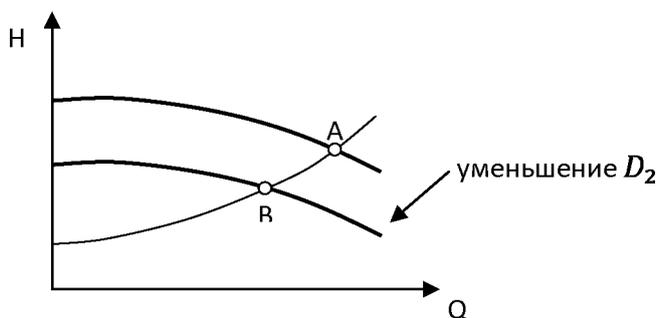


Рис.48. Регулировка изменением диаметра рабочего колеса

#### 6.5. Сводный график центробежных насосов

Сводный график служит для выбора насоса при расчете трубопроводных сетей и подбора электродвигателя к нему. На графике нанесено рабочее поле центробежного насоса (рис.49). Под полем понимается характеристики насосов, работающих в пределах допустимых кпд. Если насос снабжен колесами различных диаметров, то графике нанесены его характеристики для каждого колеса. Указана также частота вращения, при которой получены данные характеристики.

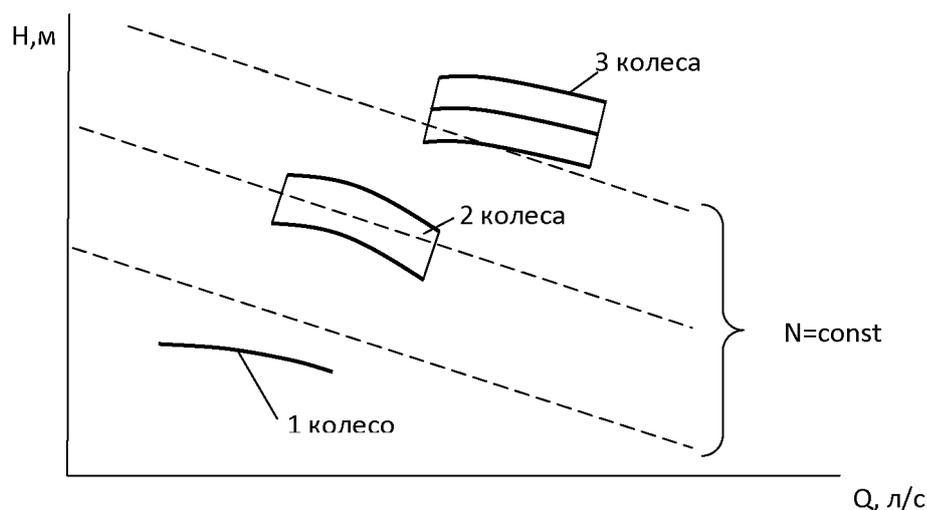


Рис.49. Сводный график лопастных насосов.

#### Маркировка.

[3к-6], [4км-6]: 3- диаметр входного патрубка в мм, деленный на 25, то есть  $d_{вх} = 75\text{мм}$ , или 3 дюйма, к – консольный, км – консольно-моноблочный, 6 – коэффициент быстроходности, деленный на 10, то есть,  $n_s = 60$ .

Другие маркировки.

[4к-90/34]: 90 – подача в  $[\text{м}^3/\text{час}]$ , 34 – напор в  $[\text{м в.ст.}]$ .

В – с вертикальным валом.

$[d_n \text{ В} - Q/H]$ :  $d_n$  – наружный диаметр колеса в  $[\text{мм}]$ .

[цнс 180-212] – многоступенчатый насос, 180 – подача, 212 – напор.

### **6.6. Последовательная и параллельная работа насосов на общий трубопровод**

Насосные установки с последовательным и параллельным подключением насосов позволяют увеличить напор или подачу.

При последовательной работе суммарная характеристика насосной установки, так же как и трубопровода получается сложением ординат (напоров). В этой связи для получения характеристик с высоким кпд необходимо, чтобы рабочие поля двух насосов располагались друг под другом (рис.50). Последовательное включение требуется для получения высоких напоров.

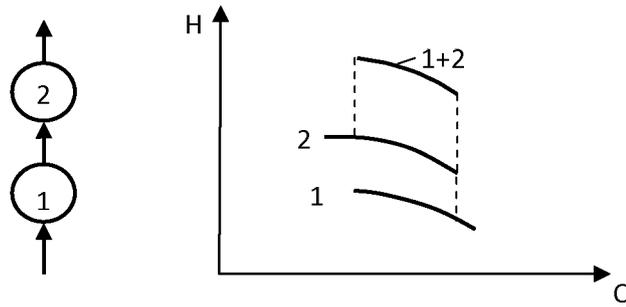


Рис.50. Последовательное включение двух насосов

Параллельное соединение применяют для увеличения подачи. Чтобы получить суммарную характеристику, необходимо сложить абсциссы характеристик каждого насоса при одном и том же напоре (рис.51).

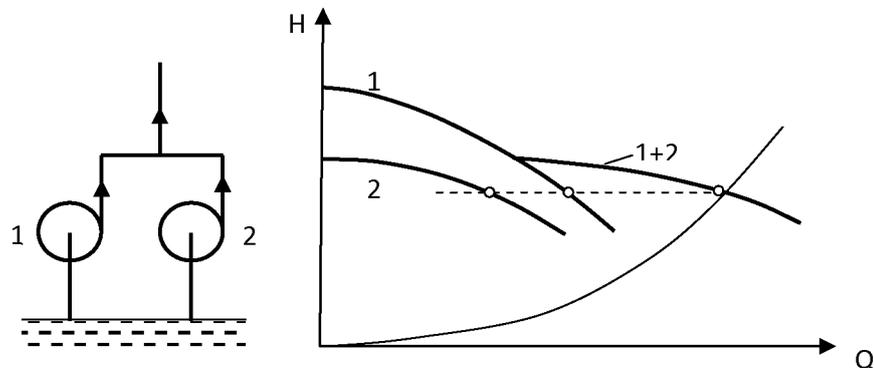


Рис.51. Параллельное включение двух насосов.

При параллельном соединении *не следует применять* насосы существенно различной мощности, так как в этом случае более мощный насос будет работать в режиме низких КПД.

## Лекция 7. Объемные насосы. Поршневые насосы

План лекции:

8. Принцип работы объемных машин. Основные параметры.
9. Принцип действия поршневого насоса.
10. Анализ работы поршневого насоса.
11. Индикаторная диаграмма поршневого насоса.
12. Области применения насосов различных типов

### 7.1. Принцип работы и основные параметры объемных машин

Принцип работы поршневых машин заключается в перекачке жидкости за счет изменения объема рабочих камер. При этом перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочей камеры поршнем, диафрагмой, шибером или другим

исполнительным органом. Основное отличие объемных машин от лопастных машин заключается в следующем:

1. Имеет место *цикличность* рабочего процесса. Подача жидкости осуществляется порциями, каждая из которых равна объему рабочей камеры.
2. *Герметичное разделение напорной и всасывающей линии*. У лопастных машин такого разделения нет. Рабочая камера у них проточная.
3. *Эффект самовсасывания*. Это способность создавать разрежение во всасывающем трубопроводе, достаточном для подъема жидкости даже при наличии воздуха. Лопастной насос требует предварительной заливки.
4. *Жесткость характеристики*. Это означает малую зависимость напора от подачи.
5. *Независимость давления от скорости движения рабочих органов*.

#### Основные параметры объемных гидромашин.

Работу объемных гидромашин определяют следующие характеристики:

1. **Рабочий объем** насоса, который определяется как

$$V_o = V_k \cdot z \cdot k,$$

где

$V_k = V_{max} - V_{min}$  - объем рабочей камеры,

$z$  - число рабочих камер,

$k$  - кратность действия насоса, то есть, число подач за один рабочий цикл.

2. **Подача**. Осредненная по времени подача (теоретическая подача) определяется как

$$Q_T = V_o \cdot n = V_k \cdot z \cdot n,$$

где

$n$  - частота рабочих циклов.

Действительная подача меньше теоретической на величину утечек. Отношение действительной подачи к теоретической подаче называют *коэффициентом подачи*:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - q_y}{Q_T}$$

Здесь  $q_y$  - утечки через уплотнения.

3. **Давление насоса. Напор**.

Давление, создаваемое насосом, определяется по разности между давлением на выходе из насоса и на входе в насос, а напор насоса находится как

$$H_n = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma}$$

4. **Полезная мощность насоса** определяется как

$$N_n = Q \cdot p_n = \gamma Q H_n$$

5. **КПД.** Коэффициент полезного действия насоса содержит три составляющие:

$\eta_{\text{г}}$  - гидравлический кпд,

$\eta_{\text{о}}$  – объемный кпд,

$\eta_{\text{м}}$ - механический кпд.

## 7.2. Принцип работы поршневых насосов и их классификация

Простейший поршневой насос состоит из цилиндра, поршня, кривошипно-шатунного механизма (КШМ), всасывающего и напорного клапанов (рис.52).

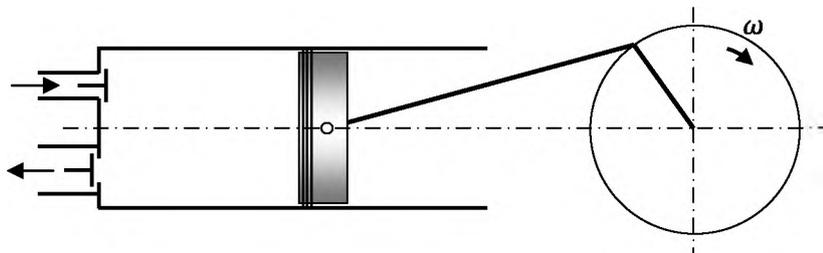


Рис.52. Схема поршневого насоса

При возвратно-поступательном движении поршня в рабочей камере попеременно создается разрежение или избыточное давление. Назначение клапанов – периодически соединять и отсекать всасывающий и нагнетательный трубопроводы с рабочей камерой. В результате жидкость попеременно поступает в камеру в момент всасывания из-за создаваемого в ней разрежения и выталкивается в момент сжатия.

### Классификация поршневых насосов.

Поршневые насосы по числу подач за один двойной ход поршня (прямой и обратный) подразделяются на:

1. Насосы *простого (одинарного) действия*. В этом случае насос за один оборот коленчатого вала один раз всасывает и один раз выталкивает (рис.52).
2. Насосы *двойного действия*. За один двойной ход насос дважды всасывает и столько же нагнетает (рис.53).

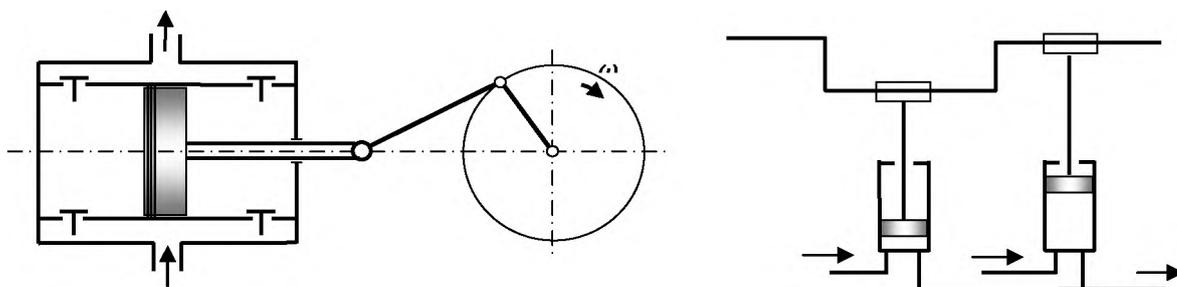


Рис.53. Поршневой насос двойного действия

3. Насосы *тройного действия* или строенные насосы (триплекс насос).  
Представляют собой соединенные вместе три насоса одинарного действия, подающие жидкость в один трубопровод (рис.54).

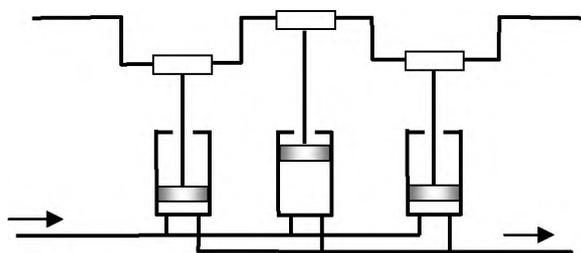


Рис.54. Поршневой насос тройного действия

4. Насосы *четверного действия*, состоящие их двух насосов двойного действия, имеющих общий всасывающий и общий нагнетательный трубопровод (рис.55).

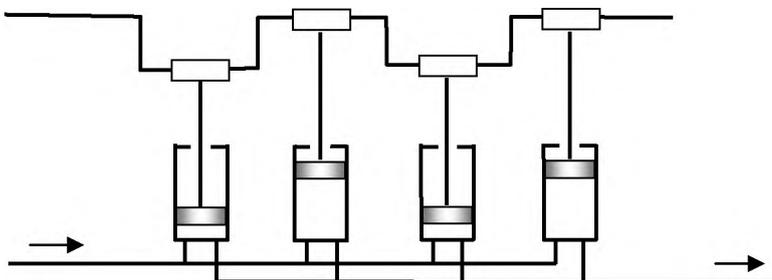


Рис.55. Насос четверного действия

5. Дифференциальные насосы, которые работают на всасывающей стороне как насосы простого действия, а нагнетательной стороне как насосы двойного действия (рис.56).

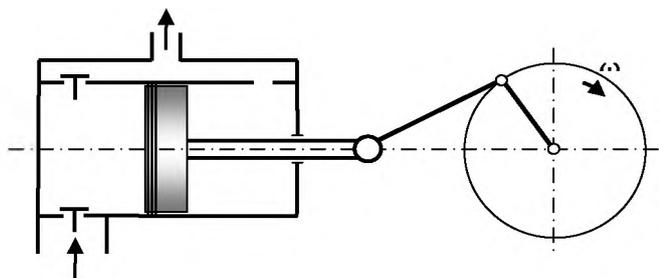


Рис.56 Дифференциальный насос

II. По расположению цилиндров насосы подразделяются:

1. Вертикальные насосы. В этом случае ось цилиндров ориентирована по вертикали.
2. Горизонтальные насосы. Ось цилиндров ориентирована по горизонтали.

III. По конструкции поршня насосы подразделяют на:

1. Собственно поршневые насосы, у которых поршень сделан в виде диска с уплотнительными кольцами.
2. Плунжерные (скальчатые) насосы. В этих насосах поршень сделан в виде продолговатого пустотелого цилиндра (рис.57).

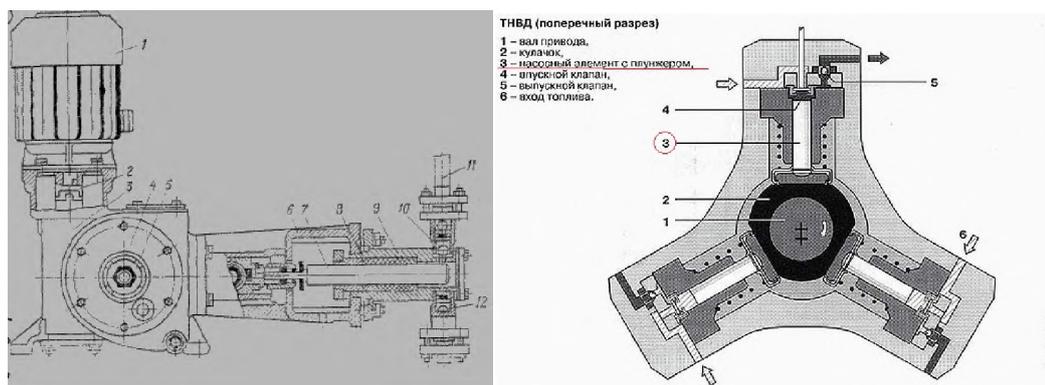


Рис. 57. Плунжерные насосы

3. Насосы с проходным поршнем, у которых нагнетательный клапан расположен в теле поршня (рис.58). Обычно их применяют для подъема жидкости из скважин.

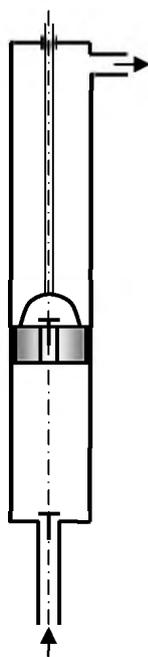


Рис.58. Насосы с проходным поршнем

4. Диафрагменные насосы, у которых всасывание и нагнетание достигается изменением формы гибкой диафрагмы (рис.59). К этой категории относятся и мембранные насосы.

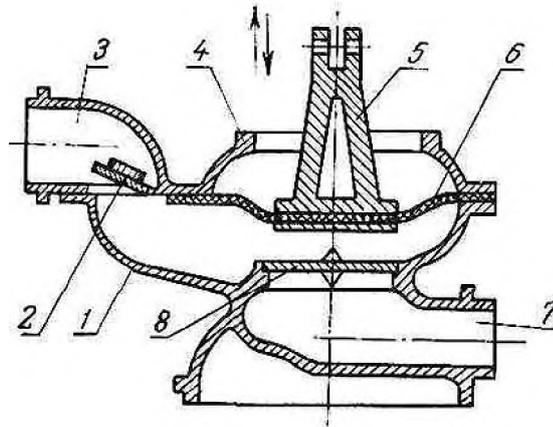


Рис. 59. Диафрагменный насос

### 7.3. Анализ работы поршневого насоса

#### 7.3.1. Производительность и объемный КПД

##### 7.3.1.1. Насосы простого действия

Объем выталкиваемой жидкости для насоса простого действия найдется как произведение площади поперечного сечения на ход поршня:

$$W = F \cdot s, \quad (1)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения,  $s$  – ход поршня (расстояние между верхней и нижней мертвой точками).

Теоретическая производительность поршневого насоса равна

$$Q_T = W \cdot \frac{n}{60} \text{ [м}^3\text{/с]}, \quad (2)$$

где  $n$  – частота циклов всасывания/нагнетания.

Действительная производительность меньше теоретической на величину объемного КПД и определяется формулой:

$$Q_I = \frac{F \cdot s \cdot n}{60} \cdot \eta_o = Q_T \cdot \eta_o,$$

где  $\eta_o$  - объемный КПД, который варьируется в пределах 0.8 – 0.9.

Объемный КПД определяет отношение объема жидкости, реально перекачиваемого насосом, к теоретическому объему, заложенному в конструкцию насоса. Объемный КПД зависит от конструкции и скорости движения клапанов, от частоты циклов всасывания-выталкивания, от гидравлических потерь в межклапанном пространстве.

### 7.3.1.2. Насосы двойного действия

В насосах двойного действия обе стороны поршня являются рабочими. В то же время с одной из сторон площадь поршня меньше на величину площади штока. Тогда объем выталкиваемой жидкости за один двойной ход определится как

$$W = s \cdot F + s \cdot (F - f) = (2F - f) \cdot s,$$

где  $f$  - площадь штока.

Теоретическая производительность за  $n$  двойных ходов рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{т}} = (2F - f) \cdot s \cdot \frac{n}{60}$$

С учетом утечек

$$Q_{\text{II}} = (2F - f) \cdot s \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_0,$$

### 7.3.1.3. Насосы тройного действия

За счет того, что в любой момент времени насос всасывает и нагнетает, достигается большая равномерность подачи и нагрузка на двигатель. Производительность насоса тройного действия находится по формуле:

$$Q_{\text{III}} = 3 \frac{F \cdot s \cdot n}{60} \cdot \eta_0.$$

### 7.3.1.4. Насосы четверного действия

Если насос четверного действия состоит из сдвоенных насосов двойного действия, то его производительность равна удвоенной производительности насоса двойного действия:

$$Q_{\text{IV}} = 2(2F - f) \cdot s \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_0,$$

### 7.3.1.5. Дифференциальные насосы

Дифференциальный насос всасывает жидкость только в первой половине такта всасывания/нагнетания, а выталкивает дважды. Объем, вытесняемый штоком при движении поршня вправо (рис. 56) определится как

$$W_1 = (F - f) \cdot s.$$

При движении поршня влево вытесненный объем равен

$$W_2 = F \cdot s - (F - f) \cdot s = f \cdot s,$$

А общий объем найдется как сумма двух объемов

$$W = W_1 + W_2 = F \cdot s.$$

Производительность насоса равна

$$Q_D = \frac{F \cdot s \cdot n}{60} \cdot \eta_o.$$

Для обеспечения равномерности подачи за один двойной ход необходимо, чтобы  $W_1 = W_2$ , то есть,  $(F - f) \cdot s = f \cdot s$ . Отсюда следует, что отношение площадей поршня и штока должно быть равно двум. А отношение диаметров соответственно равно

$$\frac{D}{d} = \sqrt{2}.$$

Дифференциальный насос по сравнению с насосом простого действия обладает следующими преимуществами:

1. Меньшие пульсации давления.
2. Более высокий объемный КПД.

### 7.3.2. График подачи поршневого насоса

Для несжимаемых жидкостей график подачи поршневых насосов определяется законом движения поршня.

При повороте кривошипа радиусом  $r$  на угол  $\alpha$  поршень перемещается на величину  $x$ :

$$x = r + a - (r \cdot \cos \alpha + a \cdot \cos \beta),$$

где  $a$ - длина шатуна,  $\beta$ - угол между осью  $x$  и шатуном.

Так как  $a \gg r$ , то  $\cos \beta \approx 1$ .

Тогда перемещение поршня можно представить в виде

$$x = r(1 - \cos \alpha) = (h/2)(1 - \cos \alpha), \quad (3)$$

где  $h$ - ход поршня.

Текущее значение скорости поршня найдется как

$$v_{\pi} = dx/dt = (r \cdot \sin \alpha (d\alpha/dt)) = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

а ускорение поршня соответственно равно

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (5)$$

Текущее значение теоретической подачи равно произведению скорости поршня на площадь поперечного сечения:

$$Q_{\tau} = F \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

На рис.60 приведен график изменения теоретической подачи от угла поворота кривошипа.

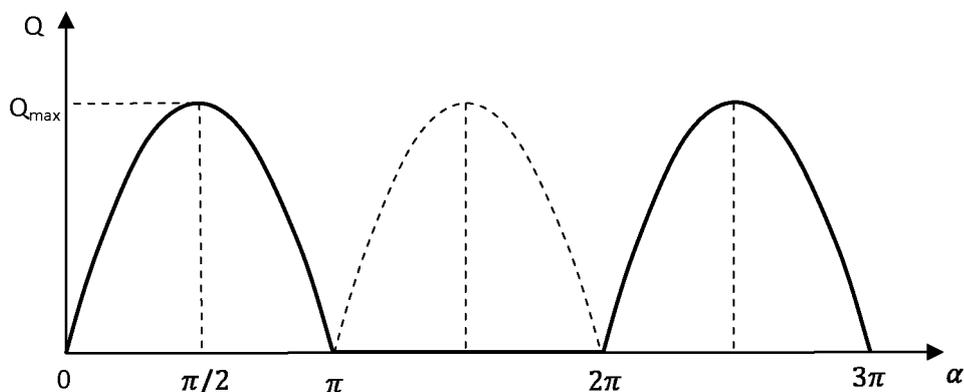


Рис. 60. График подачи поршневого насоса

Объем жидкости, перекаченной за время одного полного оборота, равен

$$W = \int_0^{2\pi} F \cdot r \cdot \sin \alpha \, d\alpha = 2r \cdot F = F \cdot s,$$

что соответствует выведенной ранее формуле (1).

Из формулы (5) следует, что ускорение поршня принимает максимальные значения в мертвых точках. Это может привести к отрыву жидкости от поверхности поршня и появлению стуков в КШМ.

Как видно из приведенного графика (рис.9), подача однопоршневого насоса неравномерна по величине и прерывиста по времени. Как правило, такая работа насоса на трубопровод недопустима и поэтому приходится применять различные приемы для уменьшения неравномерности подачи.

### 7.3.3. Методы выравнивания подачи поршневого насоса

Неравномерность подачи оценивается коэффициентом неравномерности подачи.

$$\sigma = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_m},$$

где  $Q_m = F \cdot s \cdot n$ .

Для однопоршневого насоса

$$\sigma = \frac{2\pi \cdot n \cdot F \cdot s / 2}{F \cdot s \cdot n} = \pi,$$

то есть, коэффициент неравномерности очень высокий.

Неравномерность подачи можно уменьшить двумя способами:

1. Применением многопоршневых машин;
2. Применением гидропневматических аккумуляторов (воздушных колпаков).

Так, например, для двухпоршневого насоса получаем следующее значение коэффициента неравномерности

$$\sigma = \frac{2\pi \cdot n \cdot F \cdot s/2}{2F \cdot s \cdot n} = \frac{\pi}{2},$$

а для насоса тройного действия

$$Q_{max} = F \cdot r \cdot \omega$$

$$Q_{min} = F \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \frac{\pi}{3}$$

$$Q_m = 3F \cdot s \cdot n = 3F \cdot s \cdot \frac{\omega}{2\pi}$$

Откуда

$$\sigma = \frac{F \cdot r \cdot \omega - F \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \frac{\pi}{3}}{3F \cdot s \cdot \frac{\omega}{2\pi}} = \frac{\pi}{3} (1 - \sin \frac{\pi}{3}) = 0.14.$$

В целом, у насосов с нечетным числом поршней равномерность подачи выше. Приближенно можно считать, что для нечетного числа поршней

$$\sigma = \frac{1.25}{z^2},$$

Для четного числа поршней

$$\sigma = \frac{5}{z^2},$$

где  $z$  – число цилиндров.

Второй способ уменьшения неравномерности подачи – это применение воздушных колпаков. Их устанавливают два – один на всасывающей линии, второй - на нагнетательной линии (рис.61).

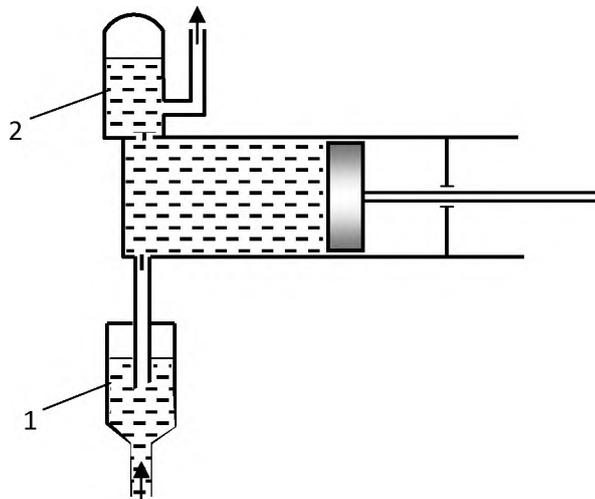


Рис.61. Пневмогидравлические аккумуляторы

Выравнивание подачи основано на двух эффектах: на эффекте сжимаемости воздуха и инерционности движущейся жидкости. Когда в цилиндре создается разрежение, жидкость поступает как из всасывающего трубопровода, так и из колпака 1, что приводит к снижению максимального разрежения. После перекрытия всасывающего клапана жидкость продолжает двигаться в колпак 1, уменьшая разрежение до нуля.

Во время хода сжатия вода поступает как в нагнетательную линию, так и в колпак 2, сжимая в нем воздух. Тем самым сглаживается максимальная пульсация давления. При снижении избыточного давления жидкость начинает поступать из колпака 2 в нагнетательную линию, что также ведет к сглаживанию кривой подачи (рис.62).

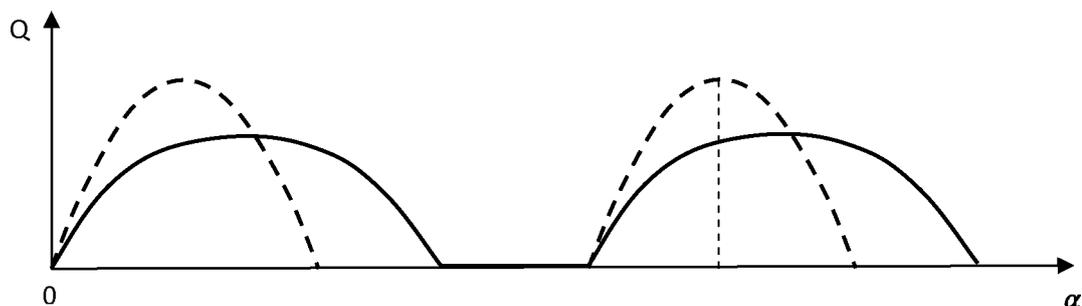


Рис. 62. Изменение подачи за счет воздушных колпаков.

Обычно объем газовой подушки выбирают равным  $(10 \div 30) F \cdot s$  для одноцилиндрового и  $(5 \div 10) F \cdot s$  для двухцилиндрового насоса.

#### 7.4. Индикаторная диаграмма поршневого насоса

Индикаторная диаграмма показывает зависимость давления в цилиндре поршневого насоса от угла поворота кривошипа приведенного механизма, либо от хода поршня.

Индикаторная диаграмма  $p(X)$  представлена на рис.63.

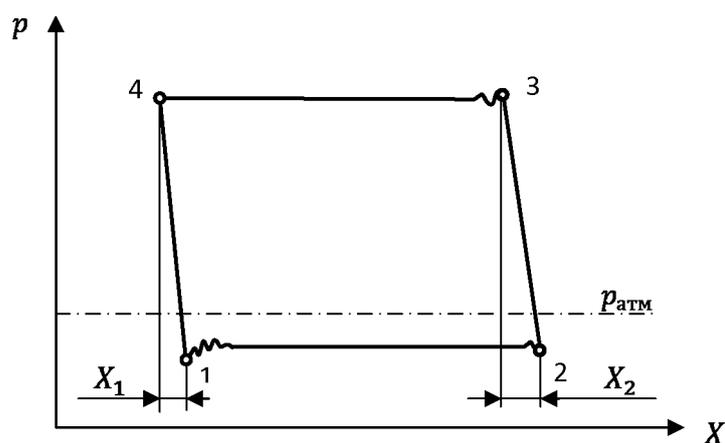


Рис.63. Индикаторная диаграмма поршневого насоса  $p(X)$

1-2 – процесс всасывания,  
2-3 – процесс возрастания давления от нуля до максимального давления в нагнетательной линии,

3-4 – процесс нагнетания при давлении  $p_{\text{нагн}}$ .

4-1 – начало процесса всасывания. Снижение давления от значения, равного  $p_{\text{нагн}}$  до давления во всасывающем трубопроводе.

Та же диаграмма, развернутая в зависимости от угла поворота кривошипа  $p(\alpha)$  представлена на рис.64.

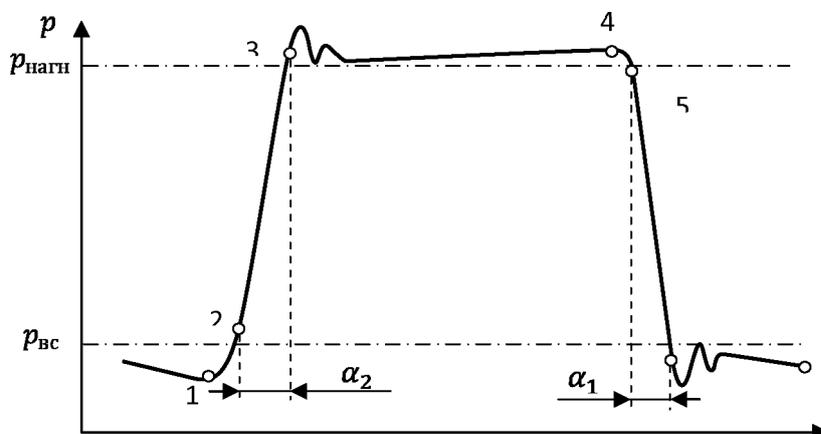


Рис.64. Индикаторная диаграмма поршневого насоса  $p(\alpha)$

Точка 1 соответствует началу нагнетания.

Участок 1-2 плавного нарастания давления соответствует запаздыванию закрытия всасывающего клапана.

Участок 2-3 – соответствует процессу сжатия жидкости. За это время кривошип поворачивается на угол сжатия  $\alpha_2$ . Этот угол эквивалентен ходу поршня  $X_2$  на диаграмме  $p(X)$ .

Участок 3-4 – соответствует вытеснению жидкости из цилиндра. В точке 3 при открытии нагнетательного клапана возникают колебания давления вследствие нестационарного движения жидкости в межклапанном пространстве.

В точке 5 происходит полное закрытие нагнетательного клапана.

Участок 5-6 – это область расширения надпоршневого пространства. Сопровождается снижением давления до  $p_{\text{вс}}$ . Этому участку соответствует угол расширения  $\alpha_1$  и ход расширения  $X_1$  (рис.12).

В точке 6 происходит открытие всасывающего клапана, которое сопровождается колебаниями давления по той же причине. Что и в точке 3.

Участок 6-1 соответствует процессу наполнения рабочего объема жидкостью.

Индикаторное давление на такте нагнетания выше давления нагнетания  $p_{\text{нагн}}$  в трубопроводе, а при такте всасывания ниже  $p_{\text{вс}}$  во всасывающем трубопроводе. Разность давлений в насосе и трубопроводах определяется гидравлическими потерями в тракте между цилиндром и нагнетательным и всасывающим трубопроводах.

#### Индикаторная мощность.

Индикаторная мощность определяется по индикаторной диаграмме интегрированием зависимости  $p(\alpha)$ .

За один оборот кривошипа работа, подведенная к насосу, определяется как

$$A_{\text{ин}} = A_{\text{нагн}} - A_{\text{заполн}} = F \cdot \frac{s}{2} \int_0^\pi (p_2 - p_1) \sin \alpha d\alpha,$$

а индикаторная мощность найдется из соотношения

$$N_{\text{ин}} = A_{\text{ин}} \cdot n.$$

В свою очередь полезная мощность – это произведение напора, создаваемого насосом, на расход жидкости

$$N_{\text{п}} = Q \cdot p_{\text{п}}$$

Разность между этими двумя мощностями представляет сумму гидравлических потерь, включающих в себя потери на преодоление гидравлических сопротивлений, утечки через неплотности.

Отношение индикаторной мощности к мощности, подводимой к насосу от электродвигателя, соответствует индикаторному КПД

$$\eta_{\text{инд}} = N_{\text{инд}}/N.$$

Полный КПД насоса с учетом механических потерь определяется как

$$\eta = \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{мех}}.$$

Обычно  $\eta = 0.8 \div 0.92$ .

## 7.5. Области применения насосов различных типов

Прежде чем выбрать тип насоса, определяют мощность двигателя, который будет подсоединен к насосу. По заданному потребному напору (давлению) и расходу мощность определяется по формуле:

$$N = \beta \cdot Q \cdot p,$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса мощности.  $\beta = 1.1 \div 2$ .

Далее в зависимости от целей, для которых предназначен насос, выбирается его тип.

1. Если главной целью применения насоса, является перекачка жидкости, то для этого, как правило, используют *центробежные* насосы. Эти насосы получили наибольшее распространение.

Преимущества центробежных насосов перед поршневыми насосами:

1. Высокая производительность и равномерная подача.
2. Компактность и быстроходность. Возможность непосредственного присоединения к электродвигателю.
3. Простота устройства. Технологичность конструкции.

4. Возможность перекачки жидкостей, содержащих твердые взвешенные частицы.

Недостатки:

1. Относительно низкие напоры.
  2. Резкое снижение кпд при уменьшении производительности. КПД центробежных насосов высокой производительности порядка  $0.75 \div 0.9$ . КПД центробежных насосов средней производительности –  $0.6 \div 0.7$ . У поршневых насосов кпд лежит в диапазоне  $0.65 \div 0.85$ .
- II. В области больших подач до  $1500 \text{ м}^3/\text{мин}$  и невысоких напорах до  $1,5 \text{ МПа}$  применяют осевые (пропеллерные) насосы. Эти насосы относятся к тому же классу гидромашин лопастного типа, что и центробежные насосы.
- III. *Поршневые* насосы применяют:
1. При небольших подачах и высоких давлениях ( $5 \div 100 \text{ МПа}$ ).
  2. Для перекачки высоковязких жидкостей.
- IV. В области подач до  $300 \text{ м}^3/\text{час}$  и давлений до  $17,5 \text{ МПа}$  используют *винтовые* насосы, относящиеся к классу объемных гидромашин. Достоинства винтовых машин в их быстроходности, компактности, бесшумности и высоком кпд. Винтовые насосы используют для перекачки загрязненных и агрессивных жидкостей, растворов, пластмасс с высокой вязкостью.
- V. Пластинчатые насосы (объемные гидромашин) применяют для перемещения чистых, не содержащих твердых примесей, жидкостей при средней производительности и напорах.
- VI. Шестеренчатые насосы (объемные гидромашин) применяют для перекачки вязких жидкостей, не содержащих твердых примесей, при небольших подачах ( $5 \div 6 \text{ м}^3/\text{мин}$ ) и высоких давлениях ( $10 \div 15 \text{ МПа}$ ).

## Лекция 8. Гидропривод и гидроаппаратура

*План лекции:*

13. Общие сведения о гидроприводе. Основные понятия. Классификация гидроприводов.
14. Принципиальные схемы гидропривода.
15. Объемные гидродвигатели.
16. Гидроаппаратура.
17. Следящие гидроприводы.

### 8.6. Общие сведения о гидроприводе. Основные понятия

*Гидроприводом* называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Основное назначение гидроприводов – механизация и автоматизация технологических процессов. В сравнении с механическими передачами гидропривод обладает значительно более высокими массогабаритными показателями, отсюда

существенно меньшей инерционностью. Помимо этого простота автоматизации движения рабочих органов с помощью гидроприводов позволяет использовать их вместо традиционных механических передач. Еще одно важное преимущество гидропривода – глубина регулирования скорости движения рабочих органов. Так современные гидромоторы имеют диапазон частот вращения от нескольких оборотов в минуту до нескольких тысяч. Кроме того, гидромоторы обладают и высоким быстродействием.

Гидроприводы могут быть двух типов: *гидродинамические* и *объемные*. В гидродинамических приводах используется в основном кинетическая энергия потока жидкости. В объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости. Наибольшее распространение получили объемные гидроприводы.

Объемный гидропривод включает в себя объемные гидромашины, гидроаппаратуру, гидрелинии (трубопроводы) и вспомогательные устройства. Принцип действия объемного гидропривода основан на законе Паскаля. В качестве примера простейшего гидропривода можно привести гидравлический рычаг (рис. 1).

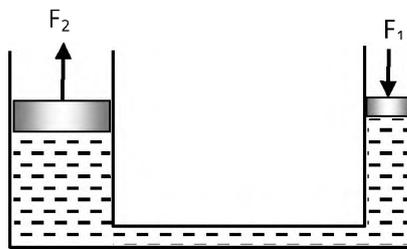


Рис.65. Схема простейшего гидропривода

Сила  $F_1$ , с которой поршень давит на жидкость, создает давление в системе  $p = \frac{F_1}{S_1}$ . Скорость перемещения поршня определяет расход жидкости в гидросистеме:  $Q = v_1 S_1$ . Откуда, мощность, передаваемая поршнем 1 исполнительному механизму 2, равна:

$$N = F_1 v_1 = pQ.$$

Легко подсчитать усилие на исполнительном механизме в соответствии с законом Паскаля:

$$F_2 = pS_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}.$$

Из приведенного примера видно, что для функционирования гидропривода прежде всего необходим источник высокого давления. В данном случае источником является поршень 1. Цилиндр с поршнем 2 выступает как исполнительный механизм. Оба цилиндра соединены гидрелинией, через которую передается давление, созданное поршнем 1. В целом же, совокупность всех устройств, входящих в объемный гидропривод, можно представить в виде следующей схемы (рис.66).

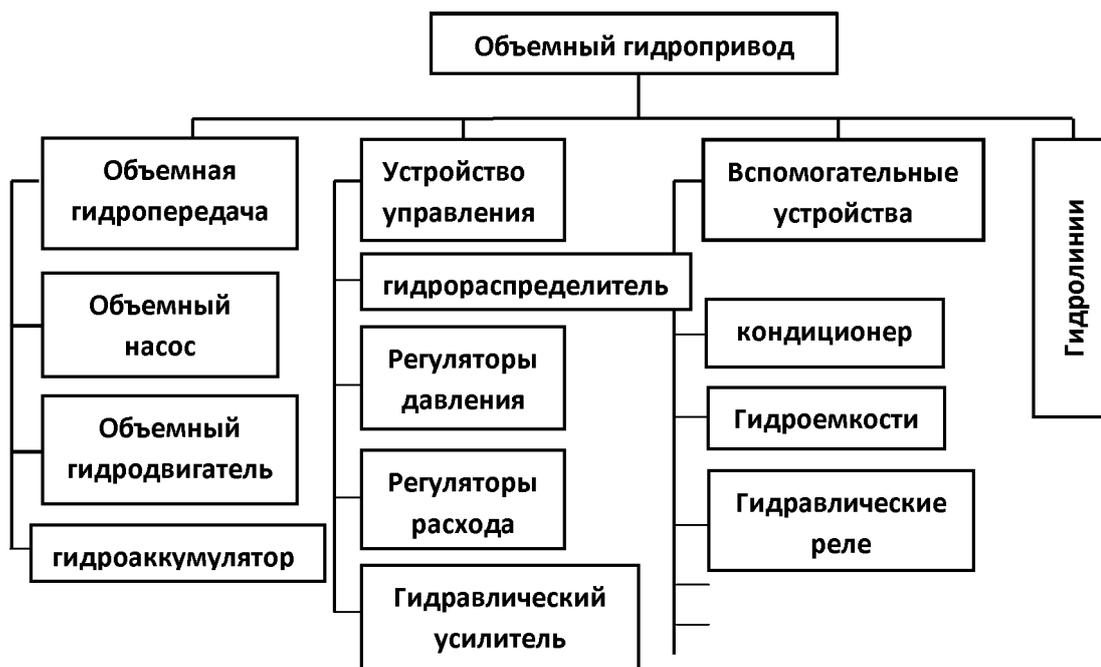


Рис.66. Схема объемного гидропривода

Как видно из этой схемы, гидропривод состоит из четырех основных элементов: объемной гидропередачи, устройства управления, вспомогательных устройств и гидролиний.

*Объемная гидропередача*, являющаяся силовой частью гидропривода, состоит из *объемного насоса* (преобразователя механической энергии приводящего двигателя в энергию потока рабочей жидкости) и *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена).

В состав некоторых объемных гидропередач входит *гидроаккумулятор* (гидроемкости, предназначенные для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателя). Кроме того, в состав гидропередач могут входить также *гидропреобразователи* - объемные гидромашины для преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления  $P$  и расхода  $Q$  в энергию другого потока с другими значениями  $P$  и  $Q$ .

*Устройства управления* предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся:

*гидрораспределители*, служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости, обеспечения требуемой последовательности включения в работу

гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т.д.; *регуляторы давления* (предохранительный, редукционный, переливной и другие клапаны), предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме; *регуляторы расхода* (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны), с помощью которых управляют потоком рабочей жидкости; *гидравлические усилители*, необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей или других устройств управления посредством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности сигнала управления.

*Вспомогательные устройства* обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода. К ним относятся: *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.); *уплотнители*, обеспечивающие герметизацию гидросистемы; *гидравлические реле давления*; *гидроемкости* (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости) и др. Состав вспомогательных устройств устанавливают исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

*Гидролинии* (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения) предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы объемного гидропривода. В зависимости от своего назначения гидролинии, входящие в общую гидросистему, подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

#### Классификация гидроприводов

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

1. По виду источника энергии гидроприводы разделяют на три типа:  
*Насосный гидропривод* – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом. Это наиболее распространенный тип гидропривода.  
*Аккумуляторный гидропривод* – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используют в системах с кратковременным рабочим циклом или с ограниченным числом циклов.  
*Магистральный гидропривод* - гидропривод, в котором рабочая жидкость поступает в гидродвигатель из гидромагистрали. Напор рабочей жидкости в гидромагистрали создается насосной станцией, состоящей из одного или нескольких насосов и питающей несколько гидроприводов (централизованная система питания). Такие гидроприводы распространены в технологическом оборудовании цехов промышленных предприятий.
2. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:  
*гидропривод вращательного движения*, когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

*гидропривод поступательного движения*, у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр - двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);  
*гидропривод поворотного движения*, когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360°.

3. По возможности регулирования:

*регулируемый гидропривод*, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным, объемным, объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим. Регулированию гидропривода будет посвящена отдельная лекция;  
*нерегулируемый гидропривод*, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидропередачи в процессе эксплуатации.

4. По схеме циркуляции рабочей жидкости:

*гидропривод с замкнутой схемой циркуляции*, в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

*гидропривод с разомкнутой системой циркуляции*, в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы - хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

5. По источнику подачи рабочей жидкости:

*насосные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;

*аккумуляторные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;

*магистральные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

6. По типу приводящего двигателя гидроприводы могут быть:

*с электроприводом, приводом от ДВС, турбин и т.д.*

## 8.7. Принципиальные схемы гидроприводов

На рис. 67 приведены три принципиальные схемы с разомкнутой циркуляцией жидкости, соответствующие трем классам гидроприводов, которые различаются характером движения выходного звена. Рис.67а соответствует гидроприводу, в котором исполнительный механизм совершает поступательное движение. Рис.67б – это гидропривод поворотного движения и рис 67в – вращательного движения.

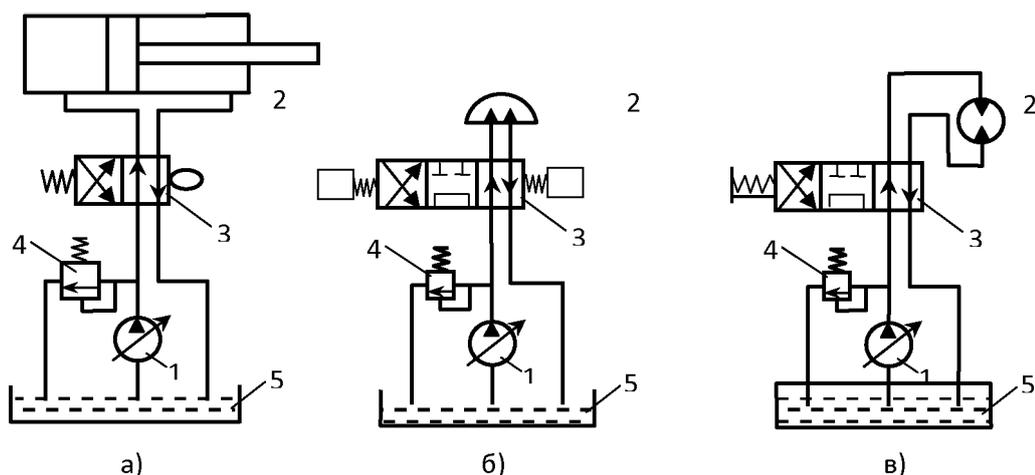


Рис.67. Схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией жидкости

На схемах применены следующие обозначения:

1 – регулируемый насос, 2 – гидродвигатель: а) - гидроцилиндр, б) – поворотный гидродвигатель, в) – гидромотор; 3 – гидрораспределитель: а) – двухпозиционный с управлением от кулачка, б) – трехпозиционный с управлением от электромагнитов, в) – трехпозиционный с ручным управлением; 4 – предохранительный клапан; 5 – бак.

Работают эти гидроприводы следующим образом. Насос засасывает жидкость из бака и нагнетает его в гидродвигатель через распределитель. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак.

Защита гидросистемы от чрезмерного повышения давления обеспечивается предохранительным или переливным клапанами 4, которые настраиваются на максимально допустимое давление. При возрастании нагрузки на гидродвигатель сверх установленной нормы весь поток рабочей жидкости будет идти через предохранительный или переливной клапаны, минуя гидродвигатель.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции распределителя. В этом случае поток жидкости от гидронасоса направляется либо в правую, либо в левую часть гидроцилиндра.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора. На рис.3 на всех трех схемах установлены регулируемые насосы.

Показанные на рис.67 принципиальные схемы соответствуют разомкнутой циркуляции жидкости. Разрыв циркуляции происходит в баке, в результате чего реверс

подачи жидкости не допускается (жидкость нагнетается насосом только в одном направлении). Поэтому в этих схемах для реверсирования движения рабочего органа гидродвигателя необходимо применять распределители.

На рис.68. показана схема гидропривода с гидромотором и замкнутой циркуляцией жидкости.

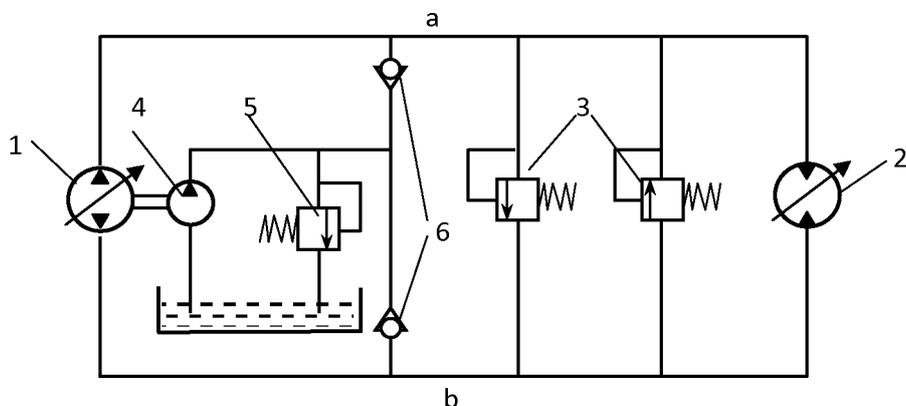


Рис.68 Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости

На этой схеме обозначены: 1 – регулируемый насос с реверсной подачей жидкости; 2 – регулируемый гидромотор с реверсом вращения; 3 – предохранительные клапаны на гидролинии a и b, каждая из которых может оказаться напорной; система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса 4, переливного клапана 5 и двух обратных клапанов 6. Необходимость системы подпитки обусловлена тем, что работа гидросистем с замкнутой циркуляцией сопровождается утечками рабочей жидкости, которые нужно компенсировать.

### Преимущества и недостатки гидропривода

Широкое распространение гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин. Вот основные из них.

1. *Бесступенчатое регулирование* скорости движения выходного звена гидropередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей. Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.
2. *Небольшие габариты и масса.* Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.
3. *Частое реверсирование движения выходного звена гидropередачи.* Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту. В этом отношении гидропривод уступает лишь пневматическим инструментам, у которых число реверсов может достигать 1500 в минуту.

4. *Большое быстроедействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость.* Механическая жесткость - величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость - относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.

5. *Автоматическая защита* гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.

6. *Хорошие условия смазки* трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

7. *Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные* без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.

Говоря о преимуществах гидропривода, следует отметить простоту автоматизации работы механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение. Основные из них следующие.

1. *Изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры*, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных температурах).

2. *Утечки жидкости из гидросистем*, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.

3. *Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности* для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.

4. *Взрыво- и огнеопасность* применяемых минеральных рабочих жидкостей.

5. *Невозможность передачи энергии на большие расстояния* из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

Со многими из этих недостатков можно бороться. Например, стабильность вязкости при изменении температуры достигается применением синтетических рабочих жидкостей.

Окончательный выбор типа привода устанавливается при проектировании машин по результатам технико-экономических расчетов с учетом условий работы этих машин. Гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстроедействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность привода.

## 8.8. Объемные гидродвигатели

Объемный насос (гидроаккумулятор, магистральный трубопровод) является первичным звеном объемного гидропривода. Гидродвигатели же есть замыкающее его звено или исполнительный орган. Из всех типов гидродвигателей наиболее просто устроен гидроцилиндр, позволяющий получать возвратно-поступательное движение.

*Гидроцилиндры* широко применяют во всех отраслях техники и особенно часто в строительных, подъемно-транспортных, дорожных машинах, а также в технологическом оборудовании: металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах и т.д.

На рис. 69а изображен внешний вид гидроцилиндра двойного действия в разрезе, а на рис. 69б схема устройства гидроцилиндра одностороннего действия.

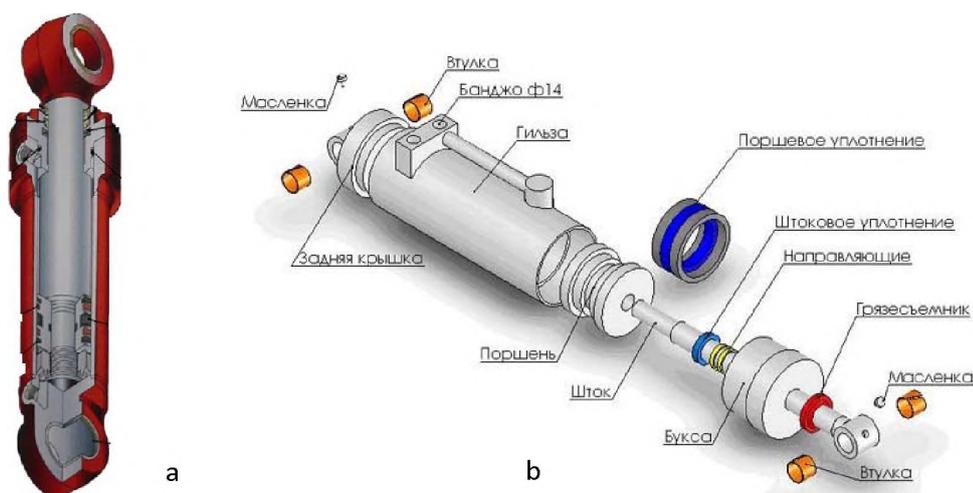


Рис. 69. Гидроцилиндры

Гидроцилиндр одностороннего действия имеет плунжер (поршень), перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход плунжера совершается под действием внешней силы, если она действует непрерывно, или пружины. Гидроцилиндр двойного действия имеет схожую конструкцию с гидроцилиндром одностороннего действия. Разница состоит лишь в том, что движение в прямом и обратном направлении осуществляется силой давления от гидролинии. Эффективность работы гидроцилиндров, их КПД, зависит в основном от работы уплотнений поршней и штоков.

*Поворотные гидродвигатели.* Поворотный гидродвигатель (неполноповоротный гидромотор, поворотный гидроцилиндр), предназначен для преобразования

гидравлической энергии в механическую, и для сообщения рабочему органу возвратно-вращательного движения на угол, меньший  $360^\circ$ .

На рис. 70 приведена схема двухпластинчатого поворотного гидродвигателя. Фиолетовым цветом показана полость высокого давления, зеленовато-голубоватым — полость низкого давления

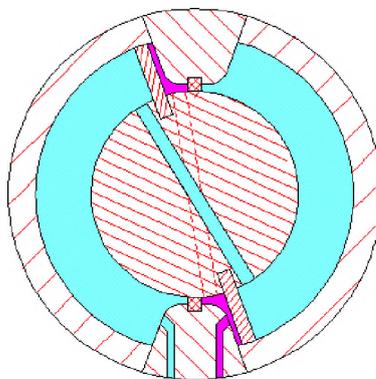


Рис.70. Поворотный гидродвигатель

Чем больше количество пластин, тем больший момент на валу, но тем меньший угол поворота гидродвигателя, и тем меньшая угловая скорость вращения.

Максимальный угол поворота гидродвигателя зависит от числа пластин следующим образом: для однопластинчатого он составляет порядка  $270^\circ$ , для двухпластинчатого — около  $150^\circ$ , для трёхпластинчатого — до  $70^\circ$ . Гидродвигатели с числом пластин большим четырёх изготавливают редко.

Момент на валу пластинчатого поворотного гидродвигателя зависит от разности давлений в напорной и сливной гидролиниях, от разницы диаметров ротора и статора, от длины пластин и от числа пластин:

$$M = bz(p_1 - p_2)(r_1 - r_2) \frac{(r_1 + r_2)}{2} = bz(p_1 - p_2) \frac{(r_1^2 + r_2^2)}{2}$$

где:

$b$  — длина пластины,

$p_1$  и  $p_2$  — давления, соответственно, в полостях высокого и низкого давлений,

$r_1$  — радиус внутренней поверхности статора,

$r_2$  — радиус ротора,

$z$  — число пластин.

Управление движением вала поворотного гидродвигателя осуществляется с помощью гидрораспределителя, либо с помощью средств регулирования гидропривода.

Поворотные гидродвигатели применяются, например, в механизмах поворота заслонок, во вращающихся упорах и др. Вследствие того, что трудно обеспечить надёжное уплотнение пластин, пластинчатые поворотные гидродвигатели применяются только при низких давлениях рабочей жидкости.

Помимо пластинчатых поворотных гидродвигателей, применяются кривошипно-шатунные гидравлические поворотные механизмы (рис. 71), а также механизмы с зубчато-реечной передачей (рис. 72).

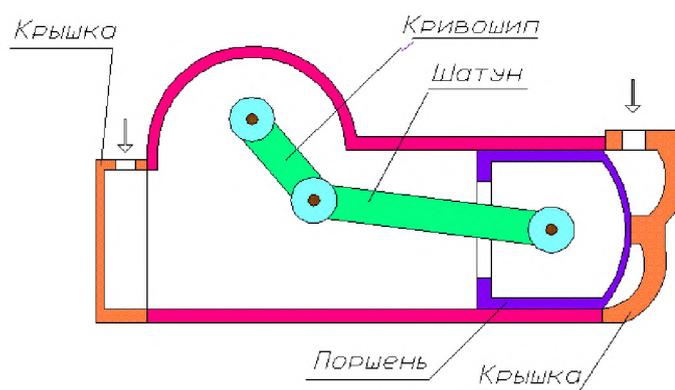


Рис. 71. Кривошипно-шатунный поворотный гидродвигатель

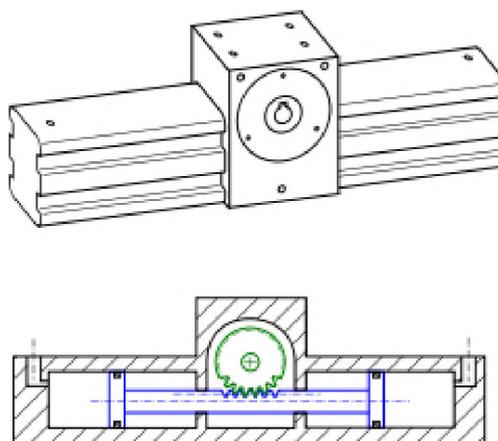


Рис. 72. Поворотный гидродвигатель двустороннего действия с реечно-зубчатой передачей

Условное графическое обозначение поворотного гидродвигателя:



*Гидромоторы.* Большинство объемных роторных насосов обладают свойством обратимости, то есть могут работать как насосами, так и двигателями. Конструкции

гидромоторов аналогичны конструкциям соответствующих насосов. Некоторые конструктивные отличия связаны с обратным потоком мощности через гидромашину, работающую в режиме гидромотора. В отличие от насосов, в гидромоторе на вход подаётся рабочая жидкость под давлением, а на выходе снимается с вала крутящий момент.

Наибольшее распространение получили *шестерёнчатые, пластинчатые, аксиально-плунжерные* и *радиально-плунжерные* гидромоторы. Управление движением вала гидромотора осуществляется с помощью гидрораспределителя, либо с помощью средств регулирования гидроприводами.

*Аксиально-плунжерные гидромоторы* используются в тех случаях, когда необходимо получить высокие скорости вращения вала, а *радиально-плунжерные* - когда необходимы небольшие скорости вращения при большом создаваемом моменте вращения. Например, поворот башни некоторых автомобильных кранов осуществляют радиально-плунжерные гидромоторы. В станочных гидроприводах широко распространены *пластинчатые гидромоторы*. *Шестерённые гидромоторы* используются в несложных гидросистемах с невысокими требованиями к неравномерности вращения вала гидромотора.

Гидромоторы применяются в технике значительно реже электромоторов, однако в ряде случаев они имеют существенные преимущества перед последними. Гидромоторы меньше в среднем в 3 раза по размерам и в 15 раз по массе, чем электромоторы соответствующей мощности. Диапазон регулирования частоты вращения гидромотора существенно шире: например, он может составлять от 2500 об/мин до 30-40 об/мин, а в некоторых случаях, у гидромоторов специального исполнения, доходит до 1-4 об/мин и меньше. Время запуска и разгона гидромотора составляет доли секунды. Для гидромотора не представляют опасности частые включения-выключения, остановки и реверс. Закон движения вала гидромотора может легко изменяться путём использования средств регулирования гидропривода.

На рис. 73 представлены схемы радиально-поршневых гидромоторов. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни.

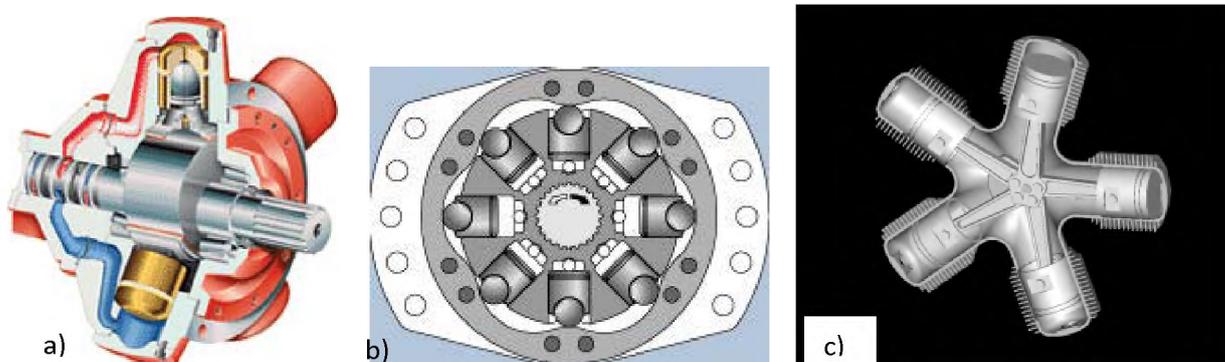


Рис. 73. Радиально-поршневой гидромотор

Вращение выходного вала может быть организовано различными способами. На рис. 73а поршни оказывают воздействие на профилированный кулачок. На рис. 73б контакт поршней с вращающимся профилированным ободом осуществляется посредством специальных роликов. На рис. 73с поршни жестко связаны через шатуны с валом-кривошипом.

Для радиально-поршневого гидромотора крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{кр} = \frac{\Delta p q}{2\pi} \eta_m = \Delta p h z m i \eta_m$$

где  $m$  - число рядов цилиндров;  $i$  - кратность хода поршней;  $h$  - величина хода поршней.

Кинематическая основа *аксиально-поршневого* гидравлического двигателя — кривошипно-шатунный механизм, где цилиндр перемещается параллельно оси, а поршень двигается одновременно с цилиндром и вследствие вращения вала кривошипа передвигается относительно цилиндра (рис.74).

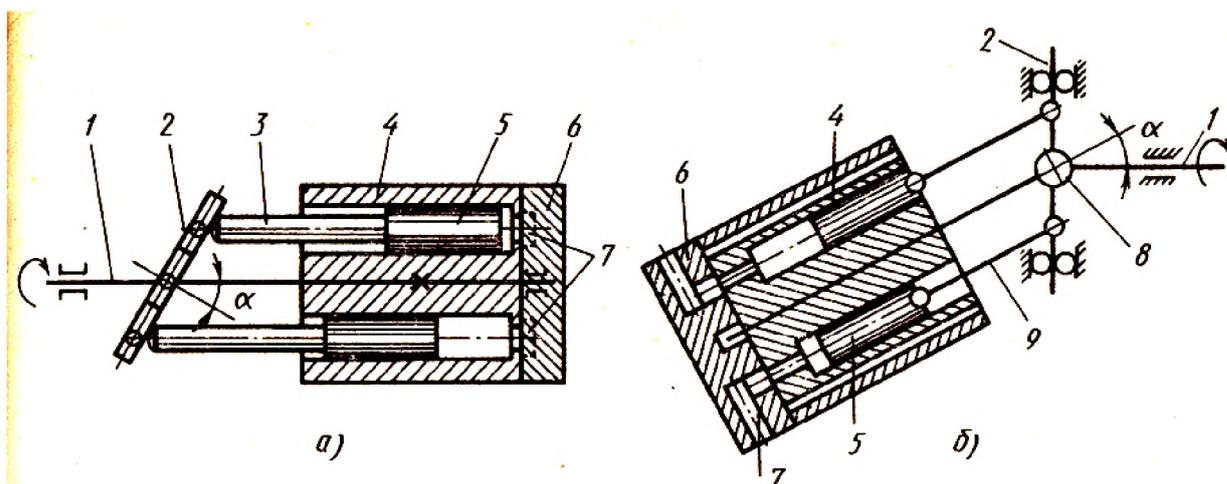


Рис.74. Принципиальная схема аксиально-поршневого гидромотора.

а) – с наклонным диском, б) - с наклонным блоком цилиндров; 1-ведущий вал, 2 – диск, 3 – шток, 4 – блок цилиндров, 5 – поршень, 6 – гидрораспределитель, 7 – пазы, 8 –

При повороте вала кривошипа на угол поршень перемещается вместе с цилиндром на определенную величину. Поворот плоскости вращения вала кривошипа вокруг оси на угол приводит к перемещению точки, где палец кривошипа шарнирно соединяется со штоком поршня. Непосредственное вращение гидромотора производится благодаря тому, что поршень при своем перемещении оказывает воздействие на плоскость наклонной шайбы или профильной поверхности диска, которая расположена перпендикулярно оси цилиндра.

Аксиально-поршневые гидромашины нашли широкое применение в гидроприводах, что объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные размеры,

масса, габарит и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов; удобство монтажа и ремонта.

*Пластинчатые гидродвигатели*, как и шестеренные двигатели, также доступны и просты по своей конструкции. Они очень компактные, надежные в эксплуатации и сравнительно долговечные. В такого плана машинах рабочие камеры образуются поверхностью статора, ротора, торцевыми и распределительными дисками и двумя соседними вытеснителями-платинами, которые принято называть лопастями, лопатками, шиберами (рис. 75).

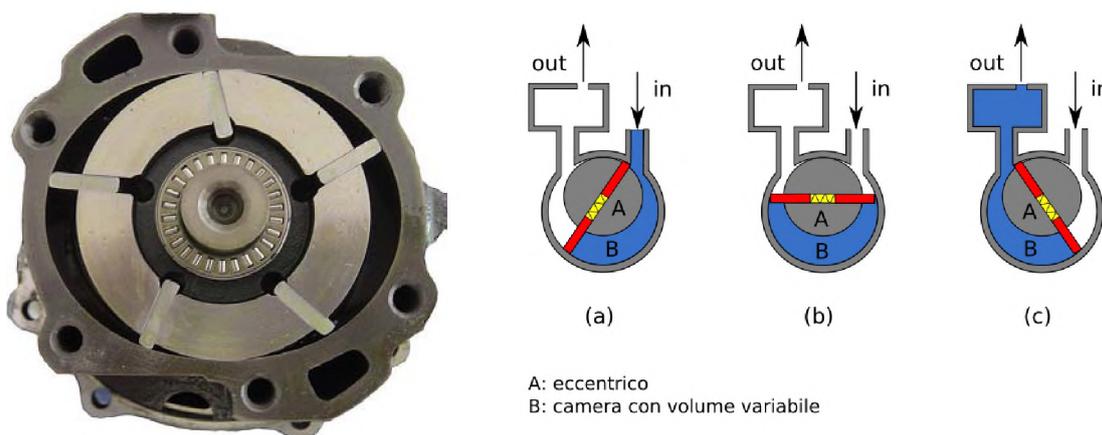


Рис. 75. Пластинчатый гидромотор

В момент вращения ротора, который находится под действием центробежной силы, пружины или под непосредственным давлением жидкости, подводящейся под торцы, пружины выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Объем рабочей камеры сначала увеличивается — происходит нагнетание, а потом уменьшается — осуществляется сброс давления. Изменение рабочего объема (регулирование гидромашины) осуществляется путём изменения эксцентриситета — величины смещения оси ротора относительно оси статора.

Пластинчатые гидромоторы широко применяют в приводах станков. Их достоинства:

- сравнительно низкая пульсация расхода;
- достаточно низкий уровень шума;
- принципиальная возможность реализовать регулируемость рабочего объема;

недостатки:

- низкая ремонтопригодность;
- довольно низкие рабочие давления.

## 8.9. Гидроаппаратура

В гидроаппаратуру входят устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппаратура подразделяется на три основных типа: *гидрораспределители, клапаны и дроссели*.

*Гидрораспределители* изменяют направление движения потоков в гидролинии посредством внешнего управляющего воздействия.

*Гидроклапаны* – это устройства, способные менять проходное сечение потока жидкости, поддерживая давление в полостях гидросистемы в заданных пределах независимо от расхода.

*Дроссели* – это регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между перепадом давления на дросселе и расходом жидкости.

### 8.9.1. Гидрораспределители.

Гидрораспределители различают по типу *запорно-регулирующего элемента* следующим образом:

- *Золотниковые гидрораспределители* (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). Изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.
- *Крановые гидрораспределители* (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.
- *Клапанные гидрораспределители* (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

По управлению гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных устройств в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

#### *Золотниковые гидрораспределители.*

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей (рис.76 а) является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа каналов (подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более поясков. На схемах (рис.76 б)

гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов.

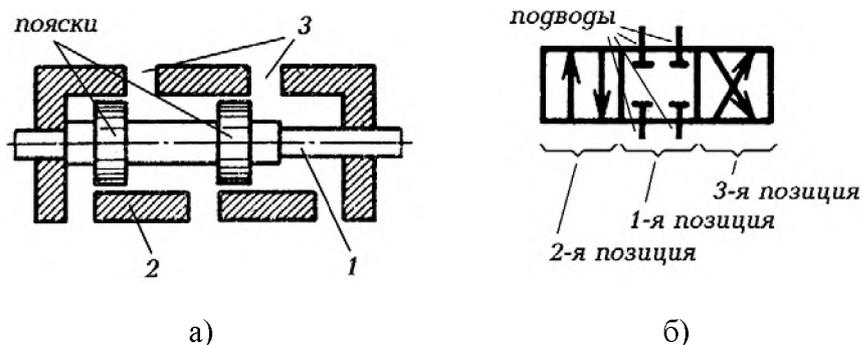


Рис.76. Схема (а) и обозначение (б) золотникового гидрораспределителя.

Принцип работы распределителя показан на рис.77. В первой (исходной) позиции все линии *A*, *B*, *P* и *T*, подходящие к распределителю разобщены, т.е. перекрыты (рис.77а). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии *P* и *A*, *B* и *T* (рис.77б). При смещении золотника вправо – в третью, где соединяются линии *P* и *B*, *A* и *T* (рис.77в). Такой распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

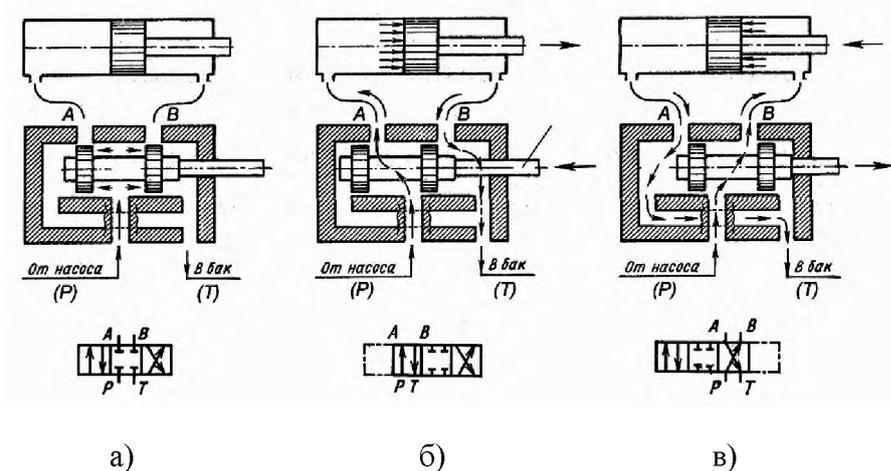


Рис.77. Схема работы золотникового гидрораспределителя

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя «4/2» можно понять, что он

имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный). Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя «4/2» говорит, что у него две позиции. Примеры обозначения распределителей приведены на рис.78.

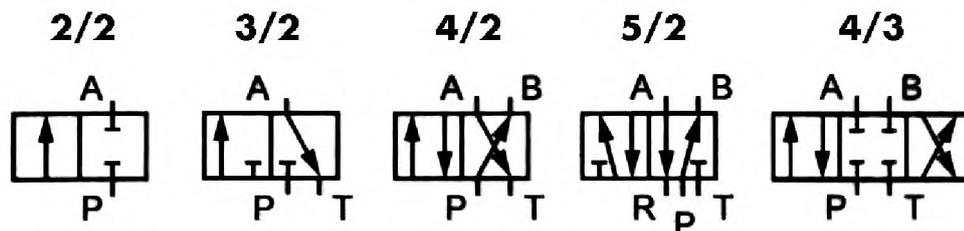


Рис.78. примеры обозначения типов распределителей

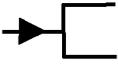
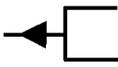
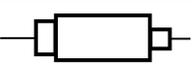
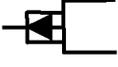
Управление положением золотника распределителя может быть нескольких типов. В приводимой ниже таблице представлены условные обозначения типов привода золотника и соответствующие способы управления.

Таблица

*Виды управления распределителями по типу привода*

Условные обозначения	Описание
Управление мускульной силой	
	Без уточнения типа
	Ручное кнопкой
	Ручное рычагом
	Ручное поворотной рукояткой
	Ножное педалью
Управление механическим воздействием	
	От толкателя
	От ролика
	От пружины
	От ролика с ломающимся рычагом

Таблица (продолжение)

Условные обозначения	Описание
Управление давлением	
	Прямое гидравлическое нагружение
	Прямое гидравлическое разгружение
	За счет разности площадей
	Непрямое гидравлическое нагружение
	Непрямое гидравлическое разгружение
	Прямое пневматическое нагружение
Электромагнитное управление	
	От электромагнита
Электрогидравлическое управление	
	Электромагнитное И не прямое гидравлическое
	Электромагнитное ИЛИ не прямое гидравлическое

Золотники гидрораспределителя могут выполняться в трех исполнениях (рис.79).

*Золотники с положительным осевым перекрытием* (рис.79а) имеют ширину поясков  $b$  больше, чем ширину проточки  $c$  или диаметр рабочих окон в корпусе. При нейтральном положении золотника такого гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Величина перекрытия  $\Pi = (b-c)/2$  зависит от диаметра золотника: при  $d = 10 \dots 12$  мм перекрытие принимают равным 1...2 мм; при  $d$  до 25 мм – 3...5 мм; при  $d$  до 50 мм – 6...8 мм. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а

исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

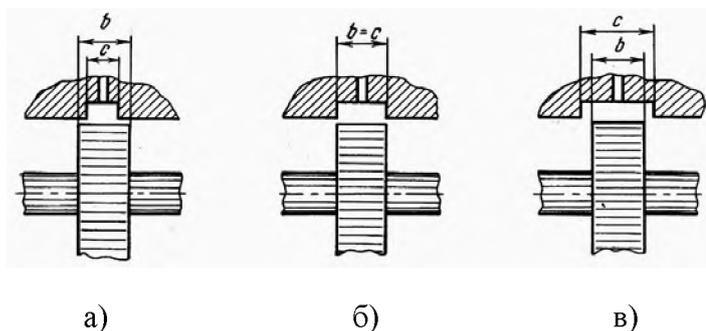


Рис. 79. Конструктивные исполнения золотников

*Золотники с нулевым осевым перекрытием* (рис. 79б) имеют ширину пояса  $b$  равную ширине проточки  $c$  или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие  $\Pi = 0$ . Такие золотники не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Однако изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

*Золотники с отрицательным осевым перекрытием* (рис. 79в), у которых  $b < c$ ; при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с таким золотником зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Кроме этого, гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в золотнике будет переходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

### ***Крановые гидрораспределители***

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму. На рис. 80 показана схема включения распространенного кранового распределителя в систему управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два и больше угловых положения.

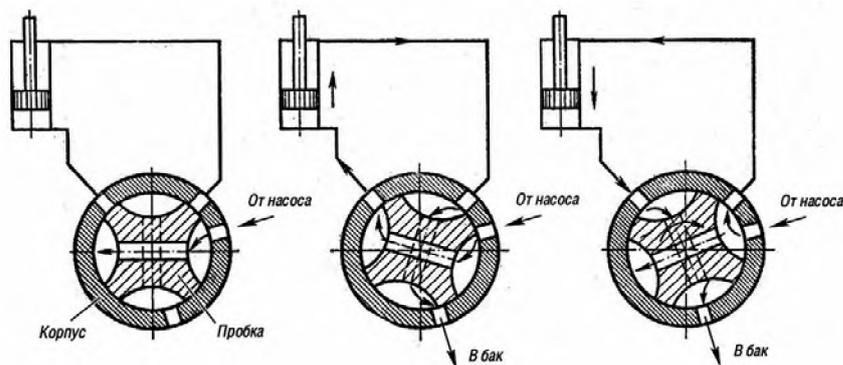


Рис.80. Схема кранового распределителя

Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным  $0,01 \dots 0,02$  мм. В этих кранах вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого кранового распределителя. Такого недостатка нет в крановых гидрораспределителях с конической пробкой. Крановые гидрораспределители чаще всего применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

### **Клапанные гидрораспределители**

В гидросистемах некоторых машин применяют также клапанные распределители, которые просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, а также могут обеспечить высокую герметичность. Затворы клапанов приводят в действие ручными, механическими и электротехническими устройствами. Из ручных устройств наиболее распространены клапаны с качающимся рычагом, схема которого для питания одной полости гидродвигателя приведена на рис.81а.

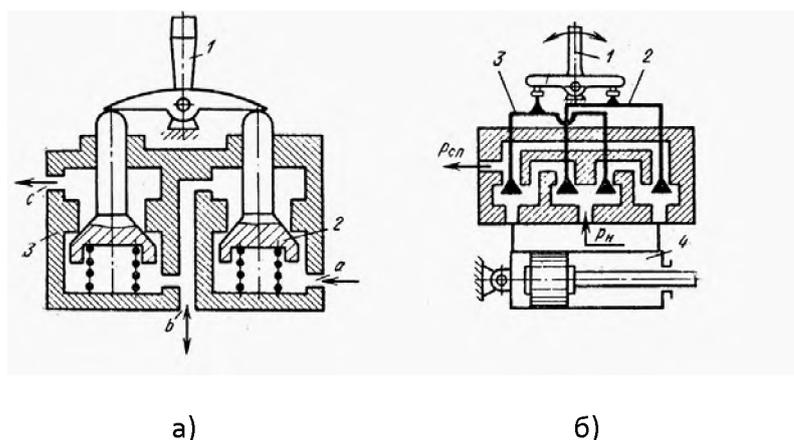


Рис. 81. Клапанные гидрораспределители

В клапанном распределителе (рис.81 а) в нейтральном (среднем) положении качающегося рычага 1 оба клапана 2 и 3 гидродвигателя отсоединены как от канала а, связанного с насосом, так и от канала с, связанного с баком. При повороте рычага 1 вправо с гидродвигателем соединяется канал а насоса, при повороте влево – канал с бака.

Схема четырехходового клапанного распределителя представлена на рис.81б. При повороте рукоятки 1 перемещается та или другая пары клапанов 2 или 3, обеспечивая подвод (отвод) жидкости к соответствующей полости силового цилиндра 4.

## 8.9.2. Гидроклапаны

### *Напорные гидроклапаны*

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рис. 82 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

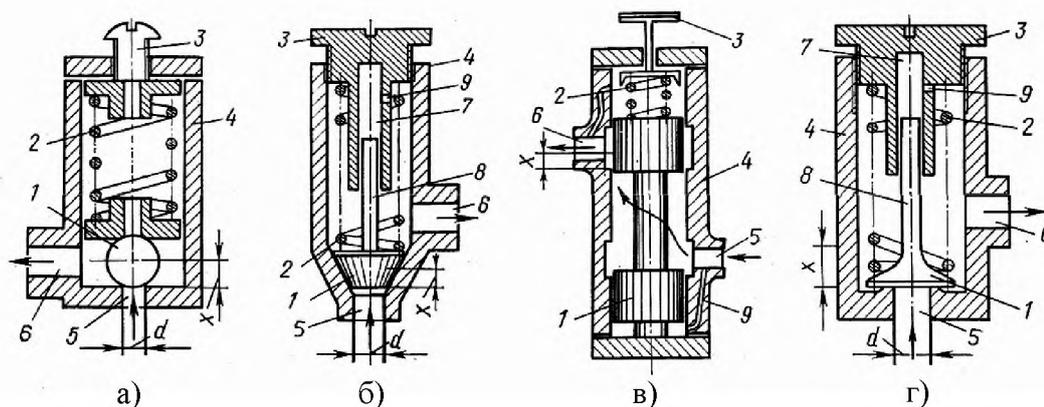


Рис.82. Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами: а – с шариковым; б – с конусным; в – с золотниковым; г – с тарельчатым

Отверстие 5 соединяется с линией высокого давления, а отверстие 6 – со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом). При установке клапана в гидросистему пружина 2 настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высоко давления. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется и, если причина, вызвавшая повышение давления, не будет устранена, процесс повторится. Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов. Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рис.82, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту

колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию. Достоинство клапанов прямого действия – высокое быстродействие. Недостаток – увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

При конструировании напорных клапанов их габариты и массу можно уменьшить, если применить дифференциальные клапаны или клапаны непрямого действия. По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ: плавность и бесшумность работы, повышенная чувствительность, давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

### ***Редукционный клапан***

Редукционным называют гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке. В гидроприводах находят применение в основном два типа редукционных клапанов.

*Первый тип* редукционных клапанов обеспечивает установленное соотношение между давлениями на входе и выходе из клапана. Редукционный клапан (рис.83) состоит из запорно-регулирующего элемента – плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления  $P_1$  плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление  $P_1$ , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление  $P_2$ .

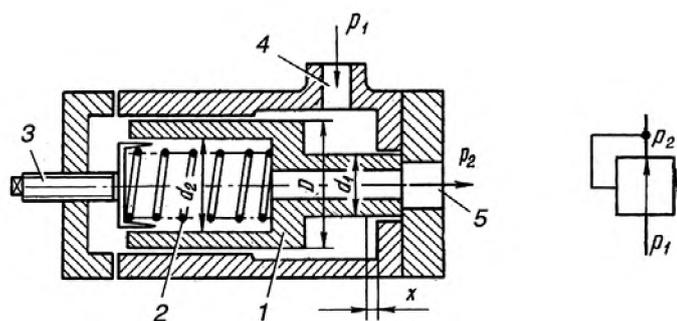


Рис.83. Редукционный клапан:

а – принципиальная схема; б – условное обозначение

Таким образом, давление  $P_2$  зависит от давления на входе клапана, от начальной силы натяжения  $P_{np}$  и жесткости пружины.

*Второй тип* редукционного клапана поддерживает постоянное редуцированное давление на выходе, независимо от колебания давления в подводимом и отводимом

потоках рабочей жидкости. Такие редукционные клапаны могут быть прямого и непрямого действия.

### **Обратные гидроклапаны**

*Обратным гидроклапаном* называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный. В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами. Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента. На рис.84 представлена схема и условное обозначение обратного гидроклапана.

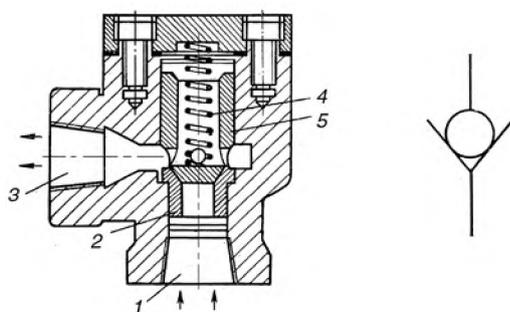


Рис.84. Обратный клапан типа Г51

Обратный клапан Г51 (рис.84) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1. В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рис.85).

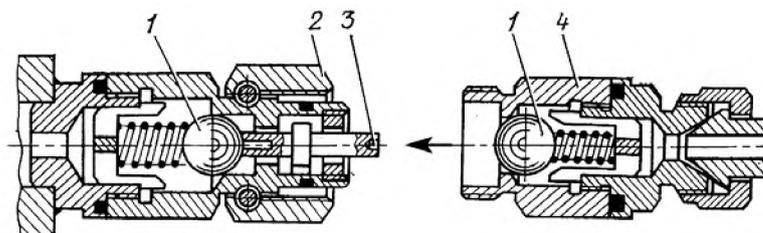


Рис.85. Блокировочное устройство

Блокировочное устройство имеет подпружиненные шарики 1, которые при разъединении трубопроводов блокируют поток. При соединении труб путем навинчивания гайки 2 на штуцер 4 толкатель 3 отжимает шарики от их седел, позволяя жидкости свободно проходить через устройство. В гидроприводе обратные клапаны

применяют для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д. Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию разделительных панелей, напорных клапанов, дросселей и регуляторов потока, в золотники с гидравлическим управлением, в насосы и гидравлические двигатели, в гидрозамки и т.д.

Помимо вышеперечисленных кланов в гидросистемах применяют также *ограничители расхода*, которые увеличивают местное сопротивление, перекрывая проходное сечение, как только перепад давления достигает максимально допустимой величины, а также *делители (сумматоры) потока*. Последние предназначены для разделения одного потока рабочей жидкости на два и более равных потока независимо от величины противодействия в каждом из них. Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

### 8.9.3. Дроссели и регуляторы расхода

*Дроссели и регуляторы расхода* предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

*Линейные дроссели*, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рис. 86).

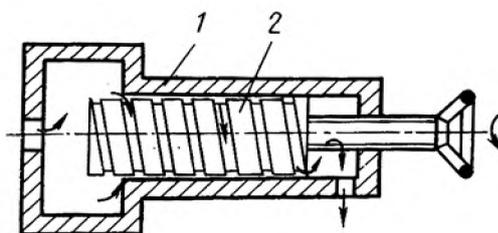


Рис. 86. Линейный дроссель:

1 – корпус; 2 – винт

В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоряемости канала механическими примесями, содержащимися в рабочей жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорения дросселя во время его работы.

*Нелинейные дроссели* характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют *квадратичными*. В них потери давления определяются за счет вихревых зон, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через

такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений. На рис. 87 приведены несколько схем нелинейных дросселей.

В регулируемых (рис.87а, б, в, г) и нерегулируемых (рис.87д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную – из условия исключения засоряемости рабочего окна. В пластинчатых дросселях (рис.87 е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ( $d_{min} \geq 0,5$  мм),

ограничиваемого засоряемости во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рис.87д). В таких дросселях расстояние между пластинами должно быть не менее  $(3 \dots 5)d$ , а толщина пластин не более  $(0,4 \dots 0,5)d$ . Суммарное сопротивление пластинчатого дросселя регулируется подбором пластин.

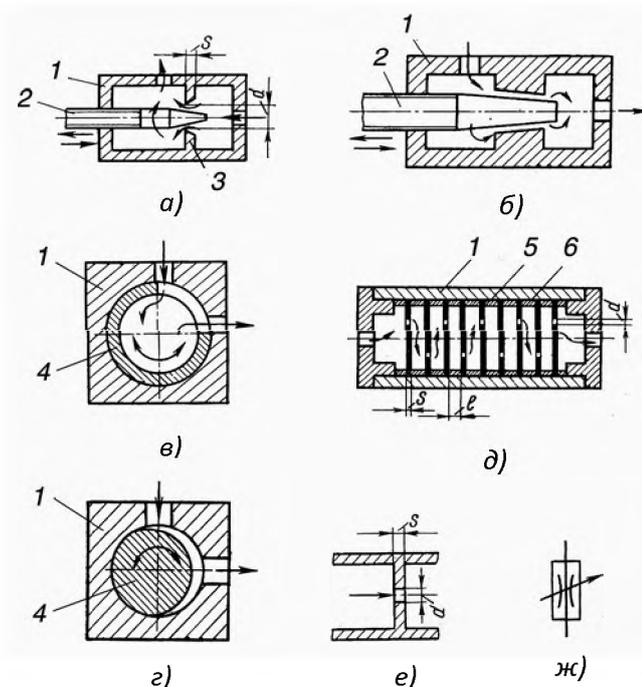


Рис.87. Принципиальные схемы нелинейных дросселей:

- а – игольчатого; б – комбинированного; в – пробкового щелевого; г – пробкового эксцентричного; д – пластинчатого пакетного; е – пластинчатого; ж – условное обозначение регулируемого дросселя; 1 – корпус; 2 – игла; 3 – диафрагма; 4 – пробка; 5 – пластина; 6 – втулка.

## 8.10. Следящий гидропривод (гидроусилитель)

*Гидропривод следящего типа* представляет собой силовой гидропривод, в котором исполнительный механизм (выход) воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего органа (входа), для чего в системе предусмотрена непрерывная связь между выходным и входным элементами, которая называется обратной связью.

Гидравлические следящие приводы нашли широкое применение в различных отраслях техники, в особенности в системах управления технологического оборудования, современными транспортными машинами, включая автомашины, морские суда, самолеты и прочие летательные аппараты. На рис. 88 приведена блок-схема следящего привода.

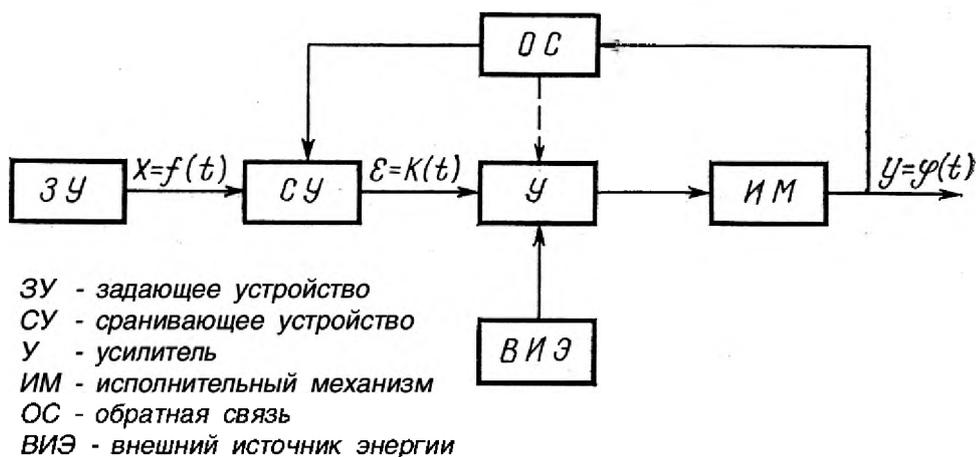


Рис.88. Блок-схема следящего привода

Следящий привод состоит из следующих основных элементов:

- *задающего устройства (ЗУ)*, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса);
- *сравнивающего устройства (СУ)*, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу управления;
- *усилителя (У)*, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии (ВИЭ);
- *исполнительного механизма (ИМ)*, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством;
- *обратная связь (ОС)*, которой исполнительный механизм соединен со сравнивающим устройством или с усилителем. Обратная связь является отличительным элементом следящего привода.

Величина  $x = f(t)$  характеризует перемещение или скорость от задающего устройства (ЗУ) и подается на вход сравнивающему устройству (СУ). Туда же поступает

сигнал от исполнительного механизма (ИМ) в виде  $y = \varphi(t)$ . Разность  $x - y = \varepsilon$  называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

*Принцип работы следящего привода* заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования  $\varepsilon$  воздействует на усилитель (У), а через него и на исполнительный механизм (ИМ). Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь (ОС) устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.

### 8.10.1. Классификация гидроусилителей

Применяемые в автоматизированных гидроприводах гидроусилители классифицируют по следующим признакам.

*По методу управления* различают гидроусилители без обратной связи и с обратной связью между управляющим элементом и ведомым звеном исполнительного механизма.

*По конструкции управляющего элемента* гидроусилители подразделяют на усилители с дросселирующими гидрораспределителями золотникового типа, с соплом и заслонкой, со струйной трубкой, крановые, с игольчатым дросселем.

*По числу каскадов усиления* гидроусилители подразделяют на одно-, двух- и многокаскадные. Многокаскадные применяют в тех случаях, когда требуется получить на выходе большую мощность и сохранить при этом высокую чувствительность гидроусилителя.

*По виду сигнала управления* гидроусилители подразделяют на усилители с механическим и электрическим сигналами управления.

Важными характеристиками усилителей являются коэффициенты усиления: по мощности  $k_N$ , по расходу  $k_Q$  по скорости  $k_v$  и по давлению  $k_p$ :

$$k_N = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}; \quad k_Q = \frac{\partial Q}{\partial x}; \quad k_v = \frac{\partial v}{\partial x}; \quad k_p = \frac{\partial p}{\partial x},$$

где  $N_{\text{вых}}, N_{\text{вх}}$  - мощности на ведомом звене исполнительного элемента гидроусилителя и мощность, затрачиваемая на его управление;  $\partial Q, \partial v, \partial p$  - изменение расхода, скорости движения ведомого звена исполнительного элемента и давления жидкости на выходе при изменении положения управляющего элемента гидроусилителя на величину  $\partial x$ .

### 8.10.2. Гидроусилитель золотникового типа

Гидроусилители золотникового типа получили наибольшее распространение. Они просты по конструкции, разгружены от аксиальных статических сил давления жидкости, легко управляемы, имеют высокий КПД и обеспечивают достижение значительных коэффициентов усиления по мощности.

Схема следящего гидросилителя золотникового типа с гидродвигателем прямолинейного движения и жесткой рычажной обратной связью представлена на рис.89.

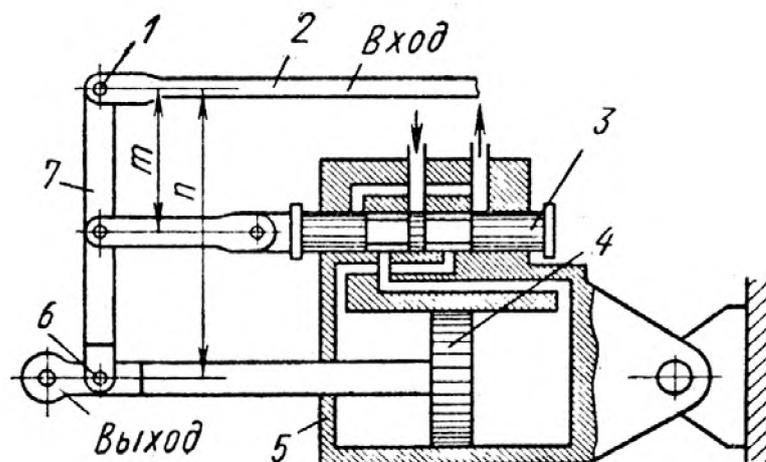


Рис.89. Схема гидросилителя золотникового типа с обратной связью

- 1 – шарнир; 2 – тяга; 3 – золотник распределителя; 4 – поршень; 5 – корпус силового цилиндра; 6 – шарнир; 7 – дифференциальный рычаг

Этот гидросилитель состоит в основном из тех же элементов что и рассмотренный выше усилитель рулевого привода автомобиля. При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается шарнир 1 дифференциального рычага 7 обратной связи, с которым связаны штоки силового цилиндра 5 и золотника распределителя 3. Так как силы, противодействующие смещению золотника распределителя, значительно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 4, то шарнир 6 может рассматриваться в начале движения тяги 2 как неподвижный, ввиду чего движение его вызовет через рычаг 7 смещение плунжера золотника распределителя 3. В результате при смещении золотника из нейтрального положения, жидкость поступит в соответствующую полость цилиндра 5, что вызовет перемещение поршня 4, а, следовательно, и шарнира 6, связанного с «выходом». При этом выходное звено сместится пропорционально перемещению тяги 2.

После того как движение тяги 2 будет прекращено, продолжающийся выдвигаться поршень 4 сообщит через рычаг 7 обратной связи плунжеру золотника распределителя 3 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2 управления. Так как при этом расходные окна золотника будут в результате обратного движения плунжера постепенно прикрываться, количество жидкости, поступающей в цилиндр 5, уменьшится, вследствие чего скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор, пока плунжер золотника не придет в положение, в котором окна полностью переключатся, при этом скорость станет равной нулю.

При перемещении плунжера золотника в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

В действительности отдельных этапов движения «входа» и «выхода» рассматриваемого следящего привода с жесткой обратной связью не существует, и оба движения протекают практически одновременно, т.е. имеет место не ступенчатое, а непрерывное «слежение» исполнительным механизмом за перемещением «входа».

### 8.10.3. Гидроусилитель с соплом и заслонкой

Гидроусилитель с соплом и заслонкой (рис.90) состоит из управляющего элемента в виде нерегулируемого дросселя 1, междроссельной камеры 2, регулируемого дросселя, выполненного в виде сопла 3, заслонки 4 и задающего устройства 6, а также из исполнительного элемента 5.

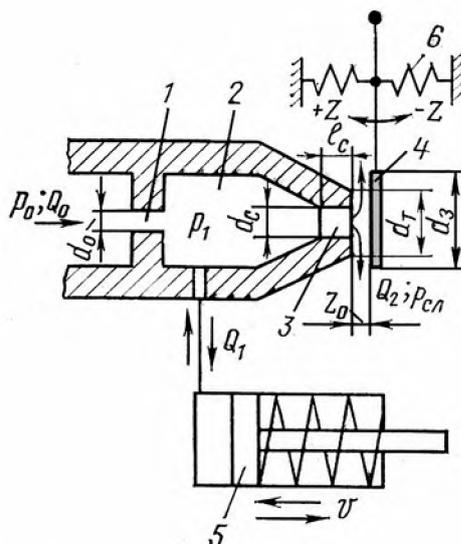


Рис. 90. Гидроусилитель с соплом и заслонкой

- 1 – нерегулируемый дроссель; 2 – междроссельная камера; 3 – сопло; 4 – заслонка; 5 – исполнительный элемент; 6 – задающее устройство

Жидкость подается к гидроусилителю со стороны нерегулируемого дросселя. Из междроссельной камеры одна часть жидкости  $Q_2$  вытекает через щель, образованную торцом сопла и заслонкой, а другая  $Q_1$  поступает к исполнительному элементу. При изменении положения заслонки изменяются давление в междроссельной камере и расход через сопло. Одновременно изменяются усилие на исполнительный элемент, расход  $Q_1$  и скорость  $v$  движения выходного звена. Нерегулируемый дроссель может быть выполнен в виде пакета тонких шайб с круглыми отверстиями.

Сопло гидроусилителя выполняется в виде цилиндрического насадка или в виде капиллярного канала. Увеличение диаметра сопла приводит к увеличению расхода и быстродействия системы. Заслонка имеет плоскую форму и перемещается от воздействия на нее сигнала управления.

Гидроусилитель типа сопло-заслонка отличается простотой конструкции, надежностью в работе и быстродействием. К нему можно подводить жидкость с большим давлением питания  $P_0$ . В устройстве сопло-заслонка отсутствуют трущиеся пары, что обеспечивает его высокую чувствительность. Недостатком является непроизводительный

расход жидкости через сопло, низкий КПД и невысокий коэффициент усиления по мощности.

#### 8.5.4. Двухкаскадные усилители

Для повышения чувствительности усилителя и обеспечения одновременно увеличения мощности выходного сигнала применяют двухкаскадные устройства, первой ступенью усиления которых является обычно усилитель типа сопло-заслонка, а второй – золотник. Принципиальная схема такого устройства показана на рис.91. Междроссельная камера  $a$  этой схемы соединена с правой полостью основного распределительного золотника, плунжер 2 которого находится в равновесии под действием усилия пружины 4 и давления жидкости в этой камере. Жидкость постоянно подводится в штоковую полость  $b$  силового цилиндра, поршень которого при одновременной подаче жидкости в противоположную полость перемещается вследствие разности площадей поршня влево, и при соединении этой полости с баком – в правую сторону.

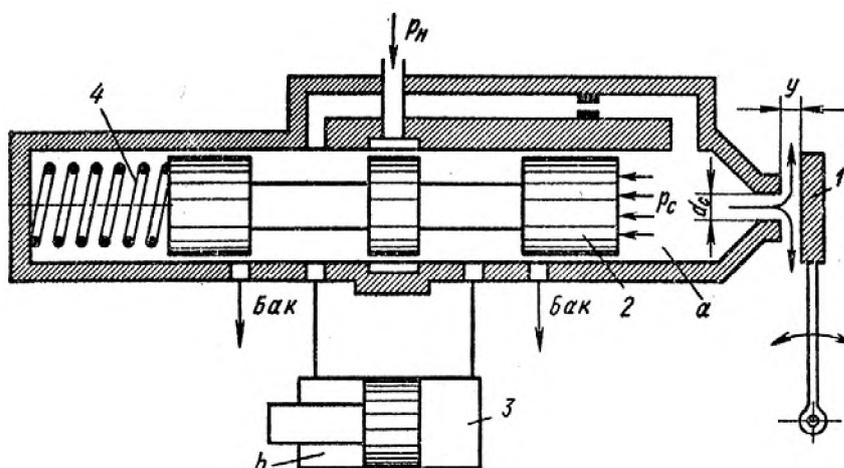


Рис.91. Двухкаскадный усилитель типа сопло-заслонка

1 – заслонка; 2 – плунжер; 3 – силовой цилиндр; 4 – пружина

На рис.91. усилитель показана в нейтральном положении, в котором правая полость цилиндра 3 перекрыта. При смещении заслонки 1 равновесие сил, действующих на плунжер 2 золотника, нарушится, и он, смещаясь в соответствующую сторону, соединит правую полость силового цилиндра 3 либо с полостью питания (давление  $P_n$ ), либо с баком. Благодаря тому, что усилие, создаваемое давлением жидкости на плунжер 2 золотника, уравнивается пружиной 4, перемещение распределительного золотника будет пропорционально перемещению заслонки (регулируемого дросселя), в результате чего достигается приближенная пропорциональность расхода жидкости через золотник и перемещения заслонки. Следовательно, в данном случае имеет место обратная связь по давлению.