

Министерство образования и науки Российской Федерации  
**Нижекамский химико-технологический институт (филиал)**  
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего профессионального образования  
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

**Б.А. Ямалиев, Л.Г. Ямалиева**

# **ПРИКЛАДНАЯ ГИДРОМЕХАНИКА**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

**Нижекамск**

**2014**

**1**

**УДК 532:621.31**

**Я 54**

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

**Рецензенты:**

**Кутузов А.Г.**, доктор технических наук, доцент;  
**Латыпов Д.Н.**, кандидат технических наук, доцент.

**Ямалиев, Б.А.**

**Я 54** Прикладная гидромеханика : учебное пособие / Б.А. Ямалиев, Л.Г. Ямалиева. - Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2011. - 67 с.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Электроэнергетика и электротехника», профиль «Электропривод и автоматика» (бакалавриат).

В учебном пособии излагаются физические основы функционирования гидросистем: основы гидростатики и гидродинамики; общие сведения о гидроприводах: классификация и принцип работы гидродвигателей и др.

Предназначено для интенсификации усвоения программного материала студентами, особенно при изучении его в форме самостоятельной работы.

**УДК 532:621.31**

© Ямалиев Б.А., Ямалиева Л.Г., 2014  
© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2011

## Содержание

Введение	4
Часть 1. Физические основы функционирования гидросистем	
1. Основные понятия и определения	5
2. Физические свойства жидкостей	6
3. Гидростатика. Понятие о гидростатическом давлении	11
4. Дифференциальное уравнение равновесия Эйлера	12
5. Основное уравнение гидростатики	14
6. Практическое применение закона Паскаля	16
7. Приборы для измерения давления	18
8. Гидродинамика. Основные задачи гидродинамики	20
9. Основные характеристики движения жидкости	20
10. Режимы движения вязкой жидкости	22
11. Дифференциальное уравнение движения Эйлера для установившегося потока идеальной жидкости	23
12. Основные законы гидродинамики	24
13. Уравнение движения реальной жидкости	27
14. Потерянный напор	28
2. Часть 2. Общая характеристика привода	
1. Общие сведения о гидроприводах	30
2. Структурная схема гидропривода	30
3. Схема работы объемного гидропривода	32
4. Классификация и принцип работы гидродвигателя	34
5. Достоинства и недостатки гидроприводов	36
6. Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии	38
7. Энергообеспечивающая подсистема	42
8. Исполнительная подсистема	50
Часть 3. Направляющая и регулирующая подсистема	57
Список использованной литературы	66

## Введение

Дисциплина «Прикладная гидромеханика» основывается на методах и результатах теоретической гидромеханики. Гидромеханика подразделяется на два направления: гидромеханика теоретическая и гидромеханика техническая. Техническая гидромеханика получила название «Гидравлика». Таким образом, гидравликой называют прикладную науку о законах движения и равновесия жидкостей, о способах применения этих законов к решению конкретных технических задач. Гидравлика делится на две части: гидростатику и гидродинамику. В первой части рассматриваются условия равновесия покоящейся жидкости, а во второй части – законы ее движения.

В соответствии с функциональным назначением технические системы прикладной гидромеханики делят на системы управления – системы, которые применяют для управления различными машинами, станками, устройствами, и системы, обеспечивающие рабочий процесс этих объектов (системы топливные, смазки, охлаждения, противоаварийной защиты, пожароопасности и др.).

Системы управления, в состав которых входит комплекс устройств, предназначенных для получения усилий и перемещений в машинах и механизмах, называют приводами. В зависимости от используемого энергоносителя различают электро-, пневмо-, и гидроприводы.

В гидроприводах и системах применяются различные рабочие жидкости, физические свойства которых удовлетворяют условиям эксплуатации. Несмотря на существенные отличия свойств, процессы и явления, происходящие в различных жидкостях в состоянии покоя или движения, они подчиняются законам гидростатики и гидродинамики. Эти законы представляют собой физические основы функционирования гидросистем.

Учебное пособие посвящено к рассмотрению физических основ функционирования гидросистем, основ гидростатики и гидродинамики, общей характеристики гидроприводов, классификация и принцип работы гидродвигателей.

# Часть I. Физические основы функционирования гидросистем

## 1. Основные понятия и определения

### 1.1. Прикладная гидромеханика

Прикладная гидромеханика – это часть гидромеханики, законы которой применяют для решения задач преимущественно инженерного характера, а именно для создания и применения гидравлических устройств и машин.

Гидромеханика – часть гидравлики, изучающая законы равновесия и движения жидкостей, взаимодействие между жидкостью и твердыми телами, полностью или частично погруженными в жидкость.

### 1.2. Основные понятия и определения

1. Жидкие тела или жидкости.
2. Понятие об идеальной и реальной жидкости.
3. Физические свойства жидкостей: плотность, удельный вес, удельный объем, сжимаемость, температурное расширение, давление насыщенных паров, поверхностное натяжение, вязкость и законы внутреннего трения.
4. Гидростатика.
5. Гидродинамика.

#### 1.2.1. Жидкие тела или жидкости

Это физические тела, легко изменяющие свою форму под действием самых незначительных сил. В отличие от твердых тел жидкости характеризуются подвижностью своих частиц и поэтому обладают текучестью и способностью принимать форму сосуда.

#### 2.1.2. Понятие об идеальной и реальной жидкости

Идеальной называется жидкость, абсолютно не сопротивляющаяся сдвигу и разрыву (т.е. обладающая абсолютной текучестью и полным отсутствием сил

сцепления между частицами, вязкостью и липкостью) и абсолютно не сопротивляющаяся сжатию (т.е. абсолютно несжимаемая). В природе не существует. Понятие о гипотетической идеальной жидкости используется при выводе закономерностей покоя и движения жидкостей.

Реальные жидкости также несжимаемы, нужны очень высокие давления (в сотни и тысячи атмосфер), чтобы сжимаемость реальной жидкости стала заметной. Однако реальные жидкости обладают вязкостью – способностью сопротивляться сдвигу и липкостью – сопротивляться растяжению.

В курсе «Механика жидкости и газа» принято объединять жидкости, газы и пары под единым наименованием – жидкости. Если скорость движения газа, пара и жидкости ниже скорости звука (331 м/с), то законы их движения практически одинаковы. Исходя из этого положения, реальные жидкости подразделяются на капельные и упругие жидкости.

Капельные жидкости – жидкости, встречающиеся в природе и применяемые в технике: вода, нефть, бензин и т.д., оказывающие сопротивление изменению объема (несжимаемые).

Упругие жидкости (газообразные жидкости) или сжимаемые жидкости. При изменении давления и температуры объем уменьшается или увеличивается значительно.

## **2. Физические свойства жидкостей**

### 2.1. Физические свойства жидкостей

Состояние и поведение применяемых в гидравлических системах жидкостей зависят от их физических свойств. Поэтому первая задача, предшествующая изучению

«Прикладная гидромеханика» является определение физических свойств жидкостей, выявление факторов, влияющих на них.

2.1.1. Давление  
(напряжение)

Представляет собой силу, отнесенную к площади, Ньютон на квадратный метр (Н/м<sup>2</sup>). Эту единицу давления называют Паскалем (Па).

2.1.2. Плотность

Масса жидкости **m**, содержащаяся в единице объема **V**.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

где  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>; **m** – масса жидкости, кг; **V** – объем жидкости. С повышением температуры плотность жидкости уменьшается.

2.1.2.1. Плотность  
любого газа и пара

Определяется на основании уравнения Клапейрона при температуре **T** и давлении **P**.

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{T_0 \cdot P}{T \cdot P_0} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{T_0 \cdot P}{T \cdot P_0} \quad (1.2)$$

где  $\rho$  – плотность любого газа или пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_0$  – плотность газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>; **M** – молярная масса газа или пара, кг/кмоль;  $T_0 = 273,15$  К; **T** – температура, К; **P**, **P<sub>0</sub>** – давление газа и атмосферное давление

2.1.2.2. Плотность смеси  
жидкостей, при  
смешении которых не  
происходит  
существенных  
физикохимических  
изменений

$$\frac{1}{\rho_{см}} = \frac{\overline{x_1}}{\rho_1} + \frac{\overline{x_2}}{\rho_2} + \dots \quad (1.3)$$

где  $\rho_{см}$  – плотность смеси жидкостей, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\overline{x_1}, \overline{x_2}$  – массовые доли компонентов смеси;  
 $\rho_1, \rho_2$  – плотность компонентов смеси, кг/м<sup>3</sup>.

2.1.2.3. Плотность смеси  
газов

$$\rho_{см} = \overline{C_{y1}} \cdot \rho_1 + \overline{C_{y2}} \cdot \rho_2 + \dots \quad (1.4)$$

где  $\rho_{см}$  – плотность смеси газов, кг/м<sup>3</sup>;

$\overline{C_{y1}}, \overline{C_{y2}}$  – объемные массовые доли компонентов газовой смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_1, \rho_2$  – плотность компонентов газовой смеси, кг/м<sup>3</sup>.

2.1.2.4. Плотность суспензий

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{\overline{x}}{\rho_{тв}} + \frac{(1 - \overline{x})}{\rho_{ж}} \quad (1.5)$$

где  $\rho_c$  – плотность суспензии, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{тв}, \rho_{ж}$  – плотность твердой и жидкой фаз, кг/м<sup>3</sup>;  $\overline{x}$  – массовая доля твердой фазы в суспензии.

2.1.2.5. Относительная плотность

Отношение плотности вещества к плотности воды.

$$\Delta = \frac{\rho}{\rho_v} \quad (1.6)$$

где  $\Delta$  относительная плотность;  $\rho, \rho_v$  – плотность вещества и воды, кг/м<sup>3</sup>.

В интервале температур от 0 до 100°C плотность воды с достаточной для технических расчетов точностью можно принять равной  $\rho_v = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

2.1.3. Удельный вес

Вес  $G$  единицы объема  $V$ .

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1.7)$$

где  $\gamma$  удельный вес, Н/м<sup>3</sup>;  $G$  – вес, Н;  $V$  – объем жидкости, м<sup>3</sup>.

(1.8)

Уравнение 1.8 показывает связь между удельным весом и плотностью.

2.1.4. Удельный объем

Объем, занимаемый единицей массы, величина, обратная плотности.

$$v = \frac{V}{m} \quad (1.9)$$

где  $v$  удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $V$  – объем, м<sup>3</sup>;  $m$  – масса, кг.

### 2.1.5. Сжимаемость

Относительное изменение объема  $\Delta V$  жидкости на единицу изменения давления  $\Delta p$ .

$$\beta_p = \frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (1.10)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент сжатия (или коэффициент объемного сжатия,  $\text{Па}^{-1}$ ), величина справочная;  $V$  – первоначальный объем;  $\Delta V$  – изменение объема,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta p$  – изменение давления,  $\text{Па}$ .

### 2.1.6. Температурное расширение

Относительное изменение объема жидкости при изменении температуры  $T$  на 1 К при постоянном давлении.

$$\beta_t = \frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (1.11)$$

где  $\beta_t$  коэффициент объемного расширения, ( $\text{К}^{-1}$  или  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ), величина справочная;  $V$  – первоначальный объем жидкости,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta V$  – относительное изменение объема,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta t$  – изменение температуры,  $\text{К}$ .

### 2.1.7. Давление насыщенных паров жидкости или упругость паров

Это давление, при котором пары жидкости находятся в равновесии с жидкостью и число молекул, переходящих из жидкости в пар, равно числу молекул, совершающих обратный процесс. Зависит от температуры, как правило, увеличивается с ее повышением. Можно определить также как давление, соответствующее точке кипения жидкости при данной температуре. Например, если жидкость находится в сосуде, где абсолютное давление  $P_{\text{абс}}$  равно давлению насыщенных паров  $P_{\text{н.п.}}$  ( $P_{\text{абс}} = P_{\text{н.п.}}$ ), жидкость будет кипеть, а сосуд заполняться ее парами. Величина справочная. Определяется по таблицам, номограммам и диаграммам.

2.1.8. Поверхностное натяжение (капиллярность) Это свойство жидкости обусловлено силами взаимного притяжения, возникающими между частицами поверхностного слоя и вызывающими напряженное его состояние. Под действием указанных сил поверхность жидкости оказывается как бы покрытой равномерно натянутой тонкой пленкой, которая стремится придать объему жидкости форму с наименьшей поверхностью.  $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м. Величина справочная, с повышением температуры уменьшается.

2.1.9. Вязкость Свойство реальных жидкостей оказывать сопротивление сдвигающим касательным усилиям, проявляется только при движении. В практических расчетах используются две величины вязкости:  $\mu$  – динамический и  $\nu$  – кинематический коэффициенты вязкости. Динамический коэффициент вязкости  $\mu$  зависит от температуры и измеряется в Па·с. Величина справочная, определяется по таблицам и номограммам в зависимости от температуры.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.12)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>.

2.1.10. Образование пены При эксплуатации гидросистем может образоваться пена, которая состоит из пузырьков воздуха различного размера. Пена понижает смазывающую способность масла, вызывает коррозию деталей гидравлических агрегатов и окисление масла. Устойчивая пена превращается со временем в вязкие включения, которые откладываются на внутренних поверхностях

гидроагрегатов и могут нарушить их нормальную работу.

### 3. Гидростатика. Понятие о гидростатическом давлении

#### 3.1. Гидростатика

Раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкостей и область применения этих законов на практике. Гидростатика изучает жидкость в абсолютном и относительном покое. Задачей гидростатики является определение давления в произвольной точке технологического пространства. Это давление не зависит от пространственной ориентации площадки, на которую оно действует.

#### 3.1.1. Гидростатическое давление

Среднее напряжение гидростатического давления, сила действующая на единицу площади.

$$P_{cp} = \frac{\Delta P}{\Delta F} \quad (1.13)$$

где  $P_{cp}$  – среднее гидростатическое давление, Па;  $\Delta P$  – сила, действие которой эквивалентно действию отброшенной верхней части I произвольного объема, Н;  $\Delta F$  – площадь замкнутого контура АВ, м<sup>2</sup>; а – произвольная точка; 1 – объем, выделенный в жидкости, находящейся в равновесии; 2 – произвольная замкнутая плоскость АВ, рассекающая выделенный объем на две части (I и II).

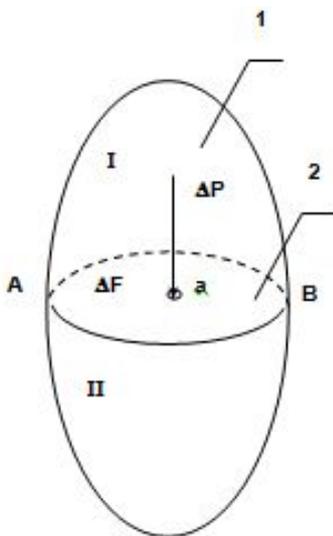


Рис. 1.1. Схема приложения силы  $\Delta P$  на элементарную площадь  $\Delta F$

Предел отношения  $\frac{\Delta P}{\Delta F}$  при  $\Delta F \rightarrow 0$  является истинным гидростатическим давлением.

$$P = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta P}{\Delta F} \right| \quad (1.14)$$

где  $P$  – истинное гидростатическое давление или просто гидростатическое давление, Па.

### 3.1.2. Основные свойства гидростатического давления

1. Гидростатическое давление направлено по внутренней нормали к площадке, на которую действует.
2. Значение гидростатического давления не зависит от направления (т.е. от ориентировки в пространстве).

### 4.1. Дифференциальное уравнение Эйлера



Эйлер Леонард (1707-1783гг.) швейцарец, механик, физик и астроном

### 4. Дифференциальное уравнение равновесия Эйлера

Устанавливает соотношение между силами, действующими на жидкость, которая находится в состоянии покоя, определяющее условия равновесия жидкости или выяснение вида функции  $P = f(x, y, z)$ . На элементарный параллелепипед объемом  $dV$  с ребрами  $dx, dy, dz$  действует сила тяжести  $dG$  и гидростатическое давление  $P$ , функция трех координат  $x, y, z$ .

$$dG = dm \cdot g \quad (1.15)$$

где  $dG$  – сила тяжести, Н;  $dm$  – масса элементарного объема, кг;  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ .

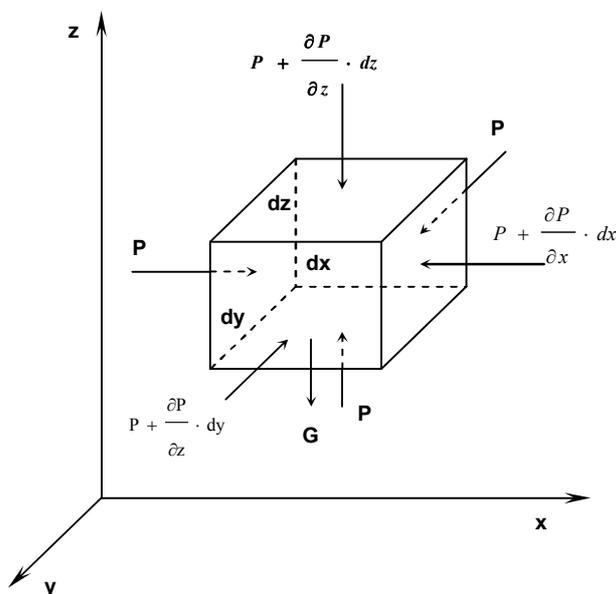


Рис. 1.2. Схема приложения сил к элементарному параллелепипеду

$\frac{\partial P}{\partial x}, \frac{\partial P}{\partial y}, \frac{\partial P}{\partial z}$  изменение гидростатического давления в точке

в направлении осей  $x, y, z$ ;  $\frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx, \frac{\partial P}{\partial y} \cdot dy, \frac{\partial P}{\partial z} \cdot dz$

изменение гидростатического давления по длине ребер  $dx, dy, dz$ . Сила

гидростатического давления на грани параллелепипеда определяется как произведение на площадь грани:

$$\text{ось } x: P \cdot dz \cdot dy;$$

$$\text{ось } y: P \cdot dx \cdot dz;$$

$$\text{ось } z: P \cdot dx \cdot dy.$$

где  $P$ —гидростатическое давление;  $dz \cdot dy$ ;  $dx \cdot dz$ ;  $dx \cdot dy$  – площади граней параллелепипеда в направлении осей  $x, y, z$ . Сила гидростатического давления на противоположные грани по направлению осей  $x, y, z$ :

$$\text{ось } x: \left( P + \frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot dz \cdot dy ;$$

$$\text{ось } y: \left( P + \frac{\partial P}{\partial y} \cdot dy \right) \cdot dx \cdot dz ;$$

$$\text{ось } z: \left( P + \frac{\partial P}{\partial z} \cdot dz \right) \cdot dx \cdot dy .$$

Согласно основному принципу статики, сумма проекций всех сил на оси координат, действующих на элементарный объем, находящийся в равновесии, равно нулю.

$$P \cdot dz \cdot dy \left( P + \frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot dz \cdot dy = 0$$

$$P \cdot dx \cdot dz \left( P + \frac{\partial P}{\partial y} \cdot dy \right) \cdot dx \cdot dz = 0$$

$$P \cdot dx \cdot dy \left( P + \frac{\partial P}{\partial z} \cdot dz \right) \cdot dx \cdot dy - g \cdot dm = 0$$

$$dm = \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$$

После преобразования дифференциальное уравнение принимает следующий вид

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= 0 \\ -\frac{\partial P}{\partial y} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= 0 \\ -\left(\rho g + \frac{\partial P}{\partial z}\right) \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.16)$$

Уравнение (1.16) является дифференциальным уравнением равновесия Эйлера или законом распределения давления во всем объеме покоящейся жидкости, который гласит:

*давление в покоящейся жидкости изменяется только по вертикали (вдоль оси z), оставаясь одинаковым во всех точках любой горизонтальной плоскости, так как изменения давлений вдоль осей x и y равны нулю.*

## 5. Основное уравнение гидростатики

5.1. Основное уравнение гидростатики      Получается интегрированием дифференциального уравнения равновесия Эйлера.

$$z + \frac{P}{\rho g} = \text{const} \quad (1.17)$$

Для двух произвольных горизонтальных плоскостей 1 и 2 (Рис. 1.3) уравнение (1.17) принимает следующий вид:

$$z + \frac{P}{\rho g} = z_0 + \frac{P_0}{\rho g} \quad (1.18)$$

где O—O произвольно выбранная плоскость. Точка 1

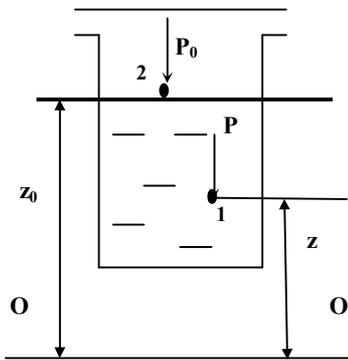


Рис. 1.3. Сосуд с жидкостью, находящийся в покое

находится внутри объема жидкости, расположенная на высоте  $z$  от произвольно выбранного сечения  $O-O$ , точка 2 на поверхности жидкости – на высоте  $z_0$  от той же плоскости.  $P, P_0$  – давление в точках 1 и 2 соответственно. Значение  $z$  в основном уравнении гидростатики, представляющее высоту рас

положения данной точки над произвольно выбранной плоскостью сравнения называется нивелирной

высотой или геометрическим напором.  $\frac{P}{\rho g}$

потенциальная энергия давления или пьезометрический напор. Следовательно, согласно

основному уравнению гидростатики, для каждой точки покоящейся жидкости сумма геометрического и пьезометрического напора есть величина постоянная.

Основное уравнение гидростатики можно записать в следующей форме:

$$P + \rho \cdot g \cdot z = P_0 + \rho \cdot g \cdot z_0 \quad (1.19)$$

$$\text{или } P = P_0 + \rho g \cdot (z_0 - z) \quad (1.20)$$

Уравнение (1.20) является выражением Закона Паскаля, согласно которому давление, создаваемое в любой точке покоящейся несжимаемой жидкости, передается одинаково всем точкам ее объема. Закон Паскаля лежит в основе гидравлических устройств и машин, в которых реализуется преобразование силы, перемещения и давления.

## 6. Практическое применение закона Паскаля

### 6.1. Преобразование сил

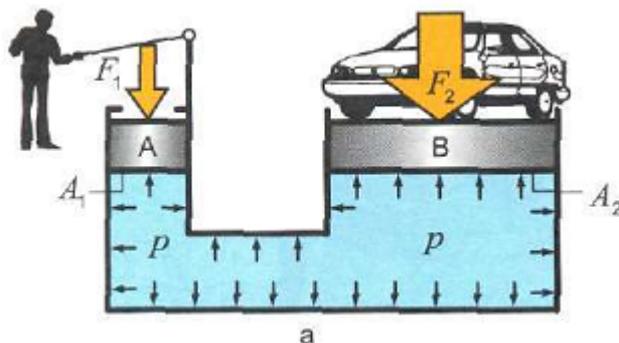


Рис.1.4. Схема работы гидравлического домкрата (преобразование силы)

$A$ ,  $B$  – поршни;  $A_1, A_2$  – площади поршней  $A$  и  $B$ ;  $F_1, F_2$  – сила, прилагаемое поршнями  $A$  и  $B$ ;  $P$  – давление, которое появляется в жидкости.

Примером является принцип работы гидравлического домкрата. Домкрат (от голл. *dommekracht*) стационарный, переносной или передвижной механизм для подъема опирающего на него груза. Домкраты бывают реечные, винтовые, гидравлические и пневматические. Грузоподъемность домкратов до 500 тонн, высота подъема 0,5 – 2,2 м.

Если к нагнетательному поршню  $A$ , площадь которого равна  $A_1$ , приложить силу  $F_1$ , то в жидкости появится давление  $P = F_1 / A_1$ , Это же давление действует на поршень  $B$ , площадь которого равна  $A_2$ .  $P = F_2 / A_2$

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}; \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}; \quad F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1$$

Таким образом, приложив к нагнетательному поршню  $A$  малые силы  $F_1$ , можно за счет большей площади рабочего поршня  $B$ , получить на нем силы большей величины  $F_2$ . Давление в рассмотренной системе всегда соответствует нагрузке и площади, на которую она действует. Если сила  $F_1$  будет такой, что сила

давления на поршень окажется больше нагрузки  $F_2$ , то поршни начнут перемещаться (рис. 1.4.). Поршень А, опустившись на расстояние  $l_1$ , выдавит под поршень В объем жидкости  $V = A_1 l_1$ , который поднимет его на высоту  $l_2 = V / A_2$ . Таким образом, перемещения поршней обратно пропорциональны их площадям:

$$V = A_1 l_1 = A_2 l_2; \quad \frac{l_1}{l_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

### 6.2. Преобразование перемещений

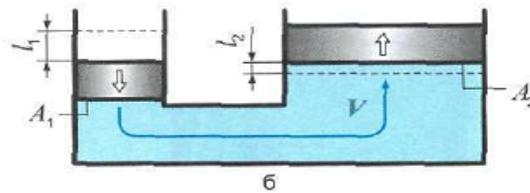


Рис.1.5. Преобразование перемещений

Давление в рассмотренной системе всегда соответствует нагрузке и площади, на которую действует. Если сила  $F_1$  будет такой, что сила давления на поршень окажется больше нагрузки  $F_2$ , то поршни начнут перемещаться (рис. 1.4.). Поршень А, опустившись на расстояние  $l_1$ , выдавит под поршень В объем жидкости  $V = A_1 l_1$ , который поднимет его на высоту  $l_2 = V / A_2$ . Таким образом, перемещения поршней обратно пропорциональны их площадям:

$$V = A_1 l_1 = A_2 l_2; \quad \frac{l_1}{l_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

### 6.3. Преобразование давлений

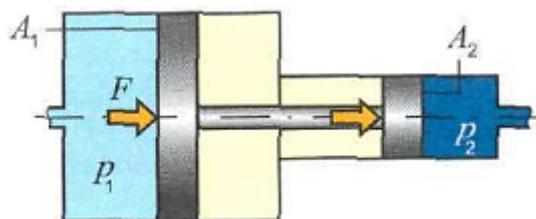


Рис.1.6. Схема гидравлического мультипликатора.

$P_1$  – давление, действующее на поршень площадью  $A_1$ ;  
 $F$  – сила, которая передается на поршень площадью

$A_1; P_2$  – давление, которое возникает под поршнем  $A_2$ .  
 Устройство для повышения давления жидкости, состоящее из двух соединенных между собой цилиндров разного диаметра, называется *мультипликатором*. Мультипликатор – (от лат. *multiplicator*) – умножающий, увеличивающий. Устройство для увеличения частоты вращения вала машины. Например, в насосах и других гидравлических машинах и приспособлениях.

Давление  $P_1$ , действующее на поршень площадью  $A_1$ , создает в нем силу  $F$ , которая передается на поршень  $A_2$ , в результате чего под ним возникает давление  $P_2$ :

$$F = P_1 A_1 = P_2 A_2; \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad P_2 = P_1 \frac{A_1}{A_2}$$

Отношение величин входного и выходного давлений в мультипликаторе обратно пропорционально отношению площадей его поршней

## 7. Приборы для измерения давления

### 7.1. Пьезометр

Вертикально установленная прозрачная трубка с открытым в атмосферу верхним концом, нижний конец которого присоединен к емкости, в которой измеряется давление столба жидкости.

### 7.2. Манометр

Прибор для прямого измерения давления с отображением его значения непосредственно на шкале. В гидросистемах применяются стрелочные деформационные манометры, давление в которых определяется по величине деформации и перемещения упругого чувствительного элемента – трубки Бурдона (рис. 1.7, а, б) или мембраны (рис. 1.7, в).

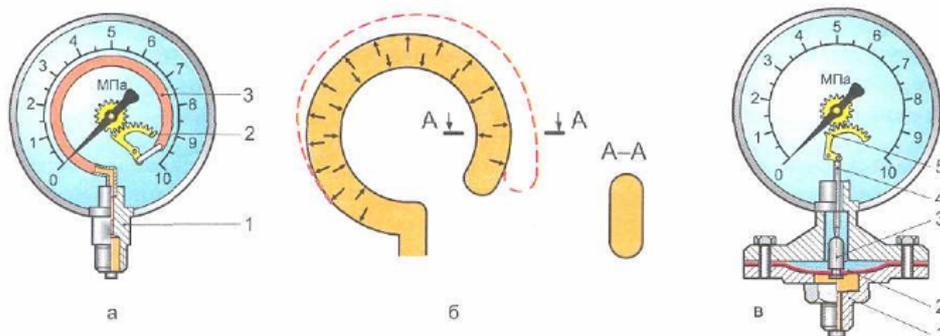


Рис.1.7. (а и б) Конструкции манометров с трубкой Бурдона. 1 – штуцер; 2 – зубчатый сектор; 3 – тонкостенная трубка; Рис.1.7. (в) Манометр с мембраной.

1 штуцер; 2 мембрана; 3,4 толкатели; 5–зубчатый сектор. В манометрах первого типа рабочая жидкость под давлением через штуцер 1 подается в профилированную тонкостенную трубку 3. Под действием давления трубка 3 распрямляется и через тягу и зубчатый сектор 2 проворачивает находящееся в зацеплении зубчатое колесо, жестко связанное со стрелкой. Стрелка перемещается относительно шкалы с рисками, соответствующими определенным значениям давления в трубке. При этом максимально измеряемое статическое давление не должно превышать  $3/4$  шкалы прибора, а при измерении переменного давления  $2/3$  верхнего предела измерений прибора. Манометры с трубкой Бурдона нельзя использовать для контроля давления агрессивных к медным сплавам и высоковязких жидкостей. В таких случаях применяют манометры с мембраной (рис.1.7, в). Жидкость под давлением через штуцер 1 подается под мембрану 2, которая деформируясь, через толкатели 3 и 4 проворачивают зубчатый сектор 5, кинематически связанный с указательной стрелкой.

## 8. Гидродинамика. Основные задачи

### гидродинамики

- 8.1. Гидродинамика      Раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости. Основной задачей гидродинамики является определение взаимосвязи давления и скорости, в какой-либо точке технологического пространства, в произвольный момент времени. Различают внутренние, внешние и смешанные задачи гидродинамики.
- 8.1.1. Внутренняя задача гидродинамики      Изучает течение жидкости внутри каналов, труб, аппаратов. Поток ограничен наружной стенкой, закономерности течения определяются взаимодействием потока стенками.
- 8.1.2. Внешняя задача гидродинамики      Изучает закономерности обтекания жидкостью различных тел (механическое перемешивание, осаждение твердых частиц и т.д.).
- 8.1.3. Смешанная задача гидродинамики      Изучает закономерности, когда движущаяся среда (жидкости, газы, твердые тела) взаимодействует со стенками канала и обтекаемыми телами.

## 9. Основные характеристики движения жидкости

- 9.1. Основные характеристики движения жидкости
- 1) расход и скорость потока жидкости;
  - 2) гидравлический радиус или эквивалентный диаметр;
  - 3) режимы движения жидкости.
- 9.1.1. Расход по току жидкости      Количество жидкости, протекающее через поперечное сечение потока, называют расходом жидкости.
- 9.1.2. Скорость потока жидкости      Различают объемный (**V**) и массовый (**G**) расходы.
- $$V = w \cdot S \quad (1.21)$$

где **V** – объемный расход, м<sup>3</sup>/с; **w** – скорость потока жидкости, м/с; **S** – поперечное сечение потока, м<sup>2</sup>.

$$G = V \cdot \rho = w \cdot S \cdot \rho \quad (1.22)$$

где **G** – массовый расход, кг/с; **ρ** – плотность жидкости,

кг/м<sup>3</sup>.

При ламинарном режиме движения по круглой прямой трубе расход жидкости можно определить по уравнению Гагена-Пуазейля:

$$V = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \Delta P}{128 \cdot \mu \cdot \ell} \quad (1.23)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\Delta P = P_1 - P_2$ , разность давлений на входе и на выходе трубопровода, Па;  $\ell$  длина трубопровода, м;  $\mu$  динамический коэффициент вязкости, Па·с.

При прохождении через сужающееся устройство (мерное сопло, мерная диафрагма, труба Вентури) объемный расход жидкости можно определить по следующему уравнению:

$$V = \alpha \cdot k \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (1.24)$$

где  $\alpha$ ,  $k$  – коэффициент расхода и поправочный множитель, учитывающий шероховатость стенок трубопровода. Определяется из справочной литературы;  $S_0$  – площадь отверстия сужения, м<sup>2</sup>;  $\Delta P$  – разность давлений до и после сужения, Па.

Скорости движения частиц жидкости неодинаковы по сечению ее потока. По оси трубопровода скорость максимальна, а по мере приближения к стенкам уменьшается. Для практических расчетов используется понятие о средней скорости потока всех частиц жидкости в сечении, определяемое из уравнений расхода.

$$w = \frac{V}{S} \quad (1.25)$$

При ламинарном потоке в трубе средняя скорость

жидкости равна половине скорости по оси трубопровода.

$$w = \frac{W_{\max}}{2} \quad (1.26)$$

где  $w$  – средняя скорость, м/с;  $W_{\max}$  – максимальная скорость на оси трубы, м/с.

9.1.3. Гидравлический радиус или эквивалентный диаметр

При движении жидкости через сечение любой формы, отличной от круглой, в качестве расчетного линейного размера принимают гидравлический радиус или эквивалентный диаметр:

$$R_{\Gamma} = \frac{S}{\Pi} \quad (1.27)$$

где  $R_{\Gamma}$  – гидравлический радиус, м;  $S$  – площадь сечения потока жидкости, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  – смоченный периметр, м.

Для трубы круглого сечения с диаметром  $d$ :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad \Pi = \pi \cdot d.$$

$$\text{Тогда } R_{\Gamma} = \frac{S}{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \pi \cdot d} = \frac{d}{4}.$$

Диаметр, выраженный через гидравлический радиус, представляет собой эквивалентный диаметр.

$$d = d_{\text{э}}; \quad d_{\text{э}} = 4 \cdot R_{\Gamma} = \frac{4 \cdot S}{\Pi}. \quad (1.28)$$

## 10. Режимы движения вязкой жидкости

10.1. Режимы движения жидкости определяются вычислением критерия Рейнольдса.

Критерий Рейнольдса ( $Re$ ) – является мерой соотношения между силами вязкости и инерции в движущемся потоке.

$$Re = \frac{w \cdot \ell \cdot \rho}{\mu} \quad (1.29)$$

где  $w$  – скорость потока жидкости, м/с;  $\ell$  – линейный размер, для круглых сечений диаметр, для некруглых



Рейнольдс Осборн

1842-1912 гг.

английский физик и инженер. В 1883 году экспериментально установил число Рейнольдса. Основные труды по теории динамического подобия, течению вязкой жидкости, теории турбулентности

сечений эквивалентный диаметр, м;  $\rho$  плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\mu$  динамический коэффициент вязкости, Па·с. Величина  $Re$ , соответствующая переходу одного вида движения в другой, называется критическим значением критерия Рейнольдса.

Для прямых труб и каналов  $Re_{кр} \approx 2320$ .

$Re < 2320$  – течение жидкости ламинарное;

$2320 < Re < 10\,000$  – течение жидкости переходное;

$Re > 10\,000$  – течение жидкости турбулентное.

## 11. Дифференциальное уравнение движения Эйлера для установившегося потока идеальной жидкости

Движение идеальной жидкости характеризуется отсутствием сил внутреннего трения, вызывающих появление касательных напряжений. Поэтому силы гидродинамического давления в потоке подобной жидкости, как и в случае покоя, имеет только нормальную составляющую.

11.1. Силы гидродинамического давления в потоке идеальной жидкости

11.2. Дифференциальное уравнение движения идеальной жидкости

Для вывода используется дифференциальное уравнение равновесия Эйлера (1.16).

Согласно основному принципу динамики, сумма проекций сил, действующих на движущийся элементарный объем жидкости, равна произведению массы жидкости на ее ускорение.

$w$  – скорость жидкости;  $w_x, w_y, w_z$  – проекции скорости на оси координат;  $\frac{dw}{d\tau}$  – ускорение;  $\frac{dw_x}{d\tau}, \frac{dw_y}{d\tau}, \frac{dw_z}{d\tau}$  – проекции ускорения на оси координат.

Согласно основному принципу динамики и уравнения (1.16) можно записать:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{dw_x}{d\tau} \\ -\frac{\partial P}{\partial y} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{dw_y}{d\tau} \\ -\left(\rho g + \frac{\partial P}{\partial z}\right) \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{dw_z}{d\tau} \end{aligned} \right\} (1.30)$$

После сокращения дифференциальное уравнение движения Эйлера для установившегося потока идеальной жидкости примет вид:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} &= \rho \cdot \frac{dw_x}{d\tau} \\ -\frac{\partial P}{\partial y} &= \rho \cdot \frac{dw_y}{d\tau} \\ -\left(\rho g + \frac{\partial P}{\partial z}\right) &= \rho \cdot \frac{dw_z}{d\tau} \end{aligned} \right\} (1.31)$$

## 12. Основные законы гидродинамики

12.1. Уравнения, которые устанавливают связь между давлением и скоростью

Основные законы гидродинамики, устанавливающие связь между давлением и скоростью, описываются тремя основными уравнениями:

1. Уравнение неразрывности (сплошности) потока или уравнение баланса расхода жидкости (материальный баланс) потока жидкости.
2. Уравнение Бернулли или энергетический баланс потока жидкости.
3. Уравнение движения реальной жидкости (уравнение Навье-Стокса).

12.1.1. Уравнение неразрывности или уравнение постоянства расхода

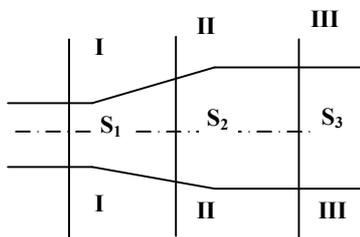


Рис. 1.8. Схема трубопровода переменного сечения

12.1.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости, частный случай закона сохранения энергии



Даниил Бернулли

1700-1782 гг.

Швейцарский ученый. С 1725 по 1733 годы академик, а с 1733 года иностранный почетный

При установившемся движении жидкости, полностью заполняющей трубопровод, через каждое его поперечное сечение в единицу времени проходит одна и та же масса жидкости:

$$\rho_1 \cdot w_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot S_2 = \rho_3 \cdot w_3 \cdot S_3 \quad (1.32)$$

где  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$  – плотность жидкости в I, II, III сечениях, кг/м<sup>3</sup>. Для капельных жидкостей  $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \text{const}$ .

Тогда уравнение принимает вид:

$$w_1 \cdot S_1 = w_2 \cdot S_2 = w_3 \cdot S_3 \quad (1.33)$$

$$\text{или } V_1 = V_2 = V_3$$

$w_1, w_2, w_3$  – скорость потока жидкости в сечениях I, II, III, м/с;  $S_1, S_2, S_3$  – площадь поперечного сечения трубопровода в сечениях I, II, III, м<sup>2</sup>.

Получается интегрированием дифференциального уравнения движения идеальной жидкости Эйлера (1.31). Выводится для идеальной жидкости. Для реальной жидкости вводится понятие потеряннного напора. Уравнение является энергетическим балансом потока жидкости.

Для любого сечения или точки потока при установившемся движении идеальной жидкости сумма

$$\text{потенциальной } \left( z + \frac{P}{\rho g} \right) \text{ и кинетической } \left( \frac{w^2}{2g} \right)$$

энергии жидкости остается величиной постоянной.

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const} \quad (1.34)$$

где  $z$  – нивелирная высота или геометрический напор, положение (высота) данной частицы жидкости относительно произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения или удельная потенциальная

член Петербургской  
Академии наук.  
Уравнение Бернулли  
выведено в 1738 году

энергия положения.

$\frac{P}{\rho g}$  статический или пьезометрический напор, равный

давлению столба жидкости над рассматриваемым  
уровнем, или удельная потенциальная энергия  
давления;

$\frac{w^2}{2g}$  скоростной (динамический) напор или удельная

кинетическая энергия в данном сечении (точке) потока,  
м.

12.1.2.2. Уравнение  
Бернулли для реальной  
жидкости

В каждом сечении потока при установившемся  
движении вязкой жидкости сумма статического и  
динамического напоров, нивелирной высоты и  
потерянного напора есть величина постоянная и равна  
общему гидродинамическому напору **H**.

$$H = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_n \quad (1.35)$$

где **H** – общий гидродинамический напор, м;  $z_1, z_2$  –  
геометрический напор для первого и второго сечений,  
м;

$\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$  пьезометрический напор для первого и

второго сечений, м;  $\frac{w_1^2}{2g}, \frac{w_2^2}{2g}$  скоростной напор для

первого и второго сечений, м;  $h_n$  – потерянный напор,  
вызванный силами вязкости и различными  
препятствиями, м.

### 13. Уравнение движения реальной жидкости (уравнение Навье-Стокса)

13.1. Уравнение Навье – Стокса. Английский физик-теоретик и математик ирландского происхождения. Работал в Кембриджском университете. Внес значительный вклад в гидро- и газодинамику, оптику и математическую физику. Был секретарем, а позднее президентом Лондонского Королевского общества.

Является дополнением уравнения Эйлера (1.31), выведенным для идеальной (невязкой) жидкости, составляющими сил внутреннего трения, обусловленными вязкостью. Впервые эти уравнения были получены в 1822 году дромехаником Навье, а в 1845 году их вывод дополнил англичанин Стокс.

Площадь нижней и верхней граней параллелепипеда

$$dF = dx dy$$

$\frac{\partial \tau}{\partial z}$  – изменение касательного напряжения вдоль оси  $z$  в

точках на нижней и верхней гранях параллелепипеда.

$\frac{\partial \tau}{\partial z} dz$  – изменение касательного напряжения вдоль

всего ребра  $dz$ .

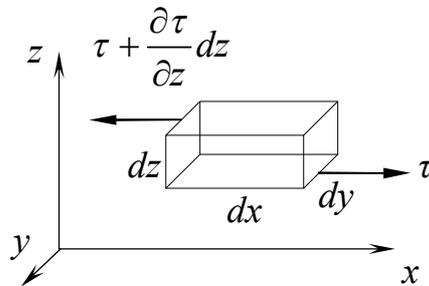


Рис. 1.9. Действие касательных напряжений на выделенный элемент.

Проекция сил трения на ось  $x$ :

$$\tau dx dy - \left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) dx dy = \frac{\partial \tau}{\partial z} dx dy dz$$

С учетом  $\tau = -\mu \frac{\partial W_x}{\partial z}$  предыдущее выражение

принимает следующий вид:

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} dx dy dz = \mu \frac{\partial^2 W_x}{\partial z^2} dx dy dz$$

В случае трехмерного потока на ось  $x$  можно записать:

$$\mu \left( \frac{\partial^2 W_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W_x}{\partial z^2} \right) dx dy dz = \mu \nabla^2 W_x dx dy dz$$

Аналогично записываем по осям  $y$  и  $z$  :

$$\mu \nabla^2 W_y dx dy dz$$

$$\mu \nabla^2 W_z dx dy dz$$

Согласно основному уравнению динамики сумма проекций всех сил, действующих на элементарный объем, равна произведению массы на ускорение

$$-\frac{\partial P}{\partial x} dx dy dz + \mu \nabla^2 W_x dx dy dz = \underbrace{\rho dx dy dz}_{\text{масса } dm} \underbrace{\frac{dW_x}{d\tau}}_{\text{ускорение}}$$

Уравнение Навье-Стокса

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 W_x = \rho \frac{dW_x}{d\tau} \\ -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 W_y = \rho \frac{dW_y}{d\tau} \\ -\rho g - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 W_z = \rho \frac{dW_z}{d\tau} \end{cases}$$

## 14. Потерянный напор

14.1. Потерянный напор  $h_n$

Включает две составляющие: потери напора на трение и на местные сопротивления.

$$h_n = h_{тр.} + h_{м.с.}$$

$h_n$  – потерянный напор;  $h_{тр.}$  – потери напора на трение;  $h_{м.с.}$  – потери напора на местные сопротивления.

14.2. Потери напора на трение  $h_{тр}$

Определяется для горизонтального трубопровода круглого сечения при ламинарном режиме движения жидкости с использованием уравнения Бернулли для реальной жидкости (3.37), объемного расхода (3.38), и

объемного расхода ГагенаПуазейля (3.39).

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{тр} \quad (1.37)$$

где (1.37) уравнение Бернулли для реальной жидкости.

$$V = w \cdot S = w \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (1.38)$$

где  $V$  – объемный расход,  $m^3/c$ ;  $S$  – площадь поперечного сечения трубопровода,  $m^2$ ;  $d$  – диаметр трубопровода,  $m$ ;

$w$  – скорость потока жидкости в трубопроводе,  $m/c$ .

$$V = \frac{\Delta P \cdot \pi d^2}{128 \cdot \mu \cdot \ell} \quad (1.39)$$

где  $\Delta P = P_1 - P_2$  – перепад давления на отрезке трубопровода,  $Pa$ ;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $Pa \cdot c$ ;  $\ell$  – длина отрезка трубопровода,  $m$ .

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (1.40)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения или коэффициент трения.

14.3. Потери напора на местных сопротивлениях

Местные сопротивления возникают при любых изменениях значения скорости потока или ее направления. К их числу относятся: вход потока в трубу и выход из нее жидкости, внезапные сужения и расширения труб, отводы, колена, тройники, запорные и регулирующие устройства (краны, вентили, задвижки) и др.

$$h_{м.с.} = \xi_{м.с.} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (1.41.)$$

где  $\xi_{м.с.}$  – коэффициент местного сопротивления.

## **Часть 2. Общая характеристика привода**

### **1. Общие сведения о гидроприводах**

- 1.1. Привод Энергосиловое устройство, приводящее в движение машину или механизм. Привод состоит обычно из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления.
- 1.1.2. Гидропривод Совокупность устройств с одним или несколькими объемными гидравлическими двигателями для приведения в движение механизмов и машин с помощью жидкости под давлением. Различают объемный (ранее назывался гидростатическим), гидродинамический и смешанные приводы.
- 1.1.2.1. Гидравлический двигатель (гидродвигатель) Устройство для преобразования механической энергии жидкости в механическую работу вращающегося вала, возвратно поступательно движущегося поршня и т.д. Различают гидродвигатели лопастные (гидравлическая турбина, водяное колесо) и объемные (гидроцилиндр).
- 1.1.2.2. Объемный гидропривод Гидроустройство, предназначенное для преобразования энергии рабочей среды в механическую энергию в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры.
- 1.1.2.3. Динамический гидропривод (гидродинамическая передача) Позволяет осуществлять только вращательное движение. В качестве источника энергии в них используются лопастные насосы, а в качестве двигателя лопастные турбины. Принцип действия динамических гидроприводов основан на гидродинамическом воздействии потока жидкости на рабочий орган двигателя.

### **2. Структурная схема гидропривода**

- 2.1. Структура простейшего Гидропривод состоит из объемного насоса (ведущее звено), объемного гидродвигателя (ведомое звено),

гидропривода	резервуара для рабочей жидкости и трубопроводов. В любом приводе, входящие в его состав элементы, подразделяют на две взаимосвязанные части: <i>силовую и управляющую</i> .
2.1.1.Силовая часть гидропривода	В силовой части гидропривода осуществляются энергетические процессы: преобразование энергии внешнего источника в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости, кондиционирование рабочей жидкости; управление гидравлической энергией; выполнение полезной работы. Силовая часть гидропривода состоит из трех подсистем: энергообеспечивающей, направляющей и регулирующей, исполнительной.
2.1.1.1Кондиционирование рабочей жидкости	Поддерживание в требуемых диапазонах качественных показателей рабочей жидкости: температуры, влагосодержания, чистоты. Кондиционирование рабочей жидкости осуществляется с помощью гидробаков, фильтров, теплообменных аппаратов.
2.1.1.2.Энергообеспечивающая подсистема	Элементы, входящие в данную подсистему, преобразуют механическую энергию внешнего источника (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и др.) в гидравлическую энергию потока жидкости и осуществляют ее кондиционирование. Основными элементами подсистемы являются: насос – источник гидравлической энергии; предохранительное устройство – защищающее гидравлическую систему от перегрузок.
2.1.1.3. Направляющая и регулирующая подсистема	Управление гидравлической энергией заключается в распределении и направлении потоков рабочей жидкости, а также регулировании основных ее

параметров: давления и расхода. Указанные функции реализуются гидроаппаратами: распределителями, клапанами давления, регуляторами расхода, запорными клапанами и др.

2.1.1.4.Исполнительная подсистема  
Осуществляет различные перемещения рабочих органов технологического оборудования путем преобразования гидравлической энергии в механическую энергию своего выходного звена, то есть совершает полезную работу. Гидравлические исполнительные механизмы (гидродвигатели) могут совершать возвратно-поступательное движение (гидроцилиндры), вращательное (гидромоторы) и поворотное (поворотные гидродвигатели.)

2.1.2.Управляющая часть гидропривода  
В управляющей части гидропривода реализуются информационные процессы: энергообеспечение управляющей части привода; ввод сигналов управления; обработка сигналов управления; передача информационных потоков.

### **3. Схема работы объемного гидропривода**

3.1.Объемный гидропривод  
Состоит из объемной гидропередачи, устройств управления, вспомогательных устройств и гидролинии.

3.1.1.Объемная гидропередача  
Является силовой частью гидропривода, состоит из *объемного насоса* (преобразователя механической энергии внешнего источника в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости) и *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена). В состав некоторых объемных гидропередач входят: гидроаккумулятор, гидропреобразователи и др.

### 3.1.2. Устройства управления

Предназначены для управления потоком (изменение или поддержание на определенном уровне давление или расход в гидросистеме; изменение направления движения потока рабочей жидкости) К устройствам управления относятся: гидрораспределители, регуляторы давления, регуляторы расхода.



Рис. 2. 1. Схема объемного гидропривода

### 3.1.3. Вспомогательные устройства

Обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода. К ним относятся *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.); *уплотнители, гидравлические реле давления, гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости)*

### 3.1.4. Гидролинии

Предназначены для прохождения рабочей жидкости в

процессе работы объемного гидропривода (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения). По назначению гидролинии классифицируются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

#### **4.Классификация и принцип работы гидродвигателя**

4.1.Классификация по характеру движения выходного звена гидродвигателя	Гидропривод <i>вращательного и поступательного, поворотного</i> движения.
4.1.1. Гидропривод вращательного движения	В качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение.
4.1.2.Гидропривод поступательного движения.	В качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса).
4.1.3. Гидропривод поворотного движения	В качестве гидродвигателя применяется поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно поворотное движение на угол, меньше $360^0$ .
4.2. Классификация по возможности регулирования	<i>Регулируемый гидропривод.</i> Скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть <i>дроссельным, объемным, объемно-дроссельным</i> или <i>изменением скорости</i> двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть <i>ручным</i> или <i>автоматическим</i> . В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть <i>стабилизированным, программным</i> или <i>следящим</i> . <i>Нерегулируемый гидропривод.</i> В процессе эксплуатации

нельзя изменить скорость движения выходного звена гидропередачи

4.3. Классификация по схеме циркуляции рабочей жидкости

Гидропривод с замкнутой и разомкнутой системой циркуляции.

4.3.1. Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции

Рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса.

*Достоинства:* гидропривод компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, так как в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное.

*Недостатки:* плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры.

4.3.2. Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции

Рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой.

*Достоинства:* хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости.

*Недостатки:* гидроприводы громоздки, имеют большую массу, частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

4.4. Классификация по источнику подачи рабочей жидкости

*Насосные, аккумуляторные, магистральные* гидроприводы

4.4.1. Насосные гидроприводы

В насосных гидроприводах рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящими в состав этих

гидроприводов.

4.4.2. Аккумуляторные гидроприводы

Рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов.

4.4.3. Магистральные гидроприводы

В *магистральных гидроприводах* рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

## **5. Достоинства и недостатки гидроприводов**

5.1. Достоинства

*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...10000 часов работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).*

*7. Простота преобразования вращательного движения в возвратнопоступательное и возвратноповоротное без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.*

*8. Простота автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения режимов работы по заданной программе.*

## 5.2. Недостатки

*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 масел в качестве рабочих жидкостей.*

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

## **6. Рабочие жидкости для гидросистем.**

### **Гидравлические линии**

6.1. Рабочие жидкости для гидросистем

Рабочая жидкость является энергоносителем, устанавливает связь между насосом и гидродвигателем, обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода. В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют: минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости.

6.1.1. Минеральные масла

Получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки могут влиять на несколько физических свойств, их добавляют в количестве 0,05...10%. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

6.1.2.Эмульсии

Готовят на основе базовых масел, представляют собой

смеси масла на нефтяной основе и смягченной воды. Различают два типа эмульсий: «масло в воде» и «вода в масле». Эмульсия типа «масло в воде» состоит из мелкодисперсионной смеси воды и 2 – 3 % эмульсола. Эмульсол это смесь минерального масла, 12 – 14 % олеиновой кислоты и 2,5% едкого натра. Эта эмульсия обладает малой вязкостью, антикоррозионной активностью, негорючестью и низкой стоимостью. Эмульсия типа «вода в масле» представляют собой смесь масла с водой, в составе которой имеется около 40% воды и присадки (эмульгаторы). Присадки обеспечивают стойкость эмульсии. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах).

#### 6.1.3.Смеси

*Смеси* различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

#### 6.1.4.Синтетические жидкости

Основу составляют продукты, полученные в результате химических реакций. В гидроприводах применяются диэфиры, силоксаны, фосфаты, водосодержащие жидкости (водногликолевые и водноглицериновые), фтор и хлорорганические жидкости. Синтетические жидкости негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных

характеристик в широком диапазоне температур.

## 6.2. Гидравлические линии (гидролинии)

Отдельные элементы в гидросистемах машин находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Это трубопроводы, соединения, каналы, выполненные в гидроаппаратах, плитах и корпусах. В зависимости от функционального назначения различают следующие гидролинии:

всасывающие – подвод жидкости к насосам;

напорные – подача жидкости под высоким давлением (от насоса или гидроаккумулятора);

сливные – слив рабочей жидкости в бак;

управления – подача жидкости для управления гидроаппаратами или отдельными элементами внутри гидроаппаратов;

дренажные – отвод утечек в бак.

### 6.2.1. Трубопроводы

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на *жесткие и гибкие*.

*Жесткие трубопроводы* изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные трубопроводы применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы используют при давлениях меньше 50 ат, где требуется изгиб труб под большим углом.

*Гибкие трубопроводы (рукава)* бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления *резиновых рукавов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом

(Рис.2.2.).

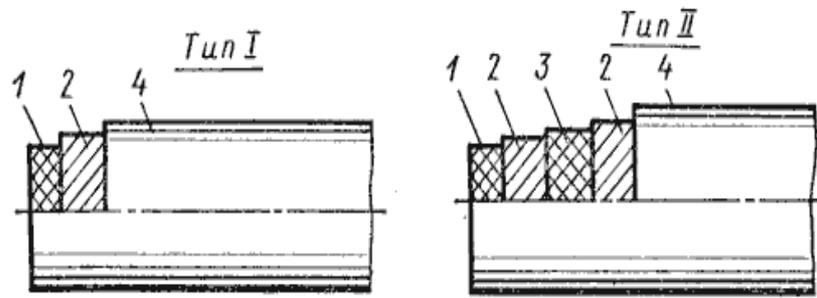


Рис.2.2. Схемы конструкции рукавов с оплеткой

1 – внутренний резиновый слой; 2 – металлическая оплетка; 3 – промежуточный резиновый слой; 4 – наружный резиновый слой.

*Достоинства:* позволяют перемещаться относительно друг друга соединяемые трубопроводом гидроагрегаты, уменьшают пульсацию давления в гидросистеме.

*Недостатки:* подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малый срок службы (1,5...3 года), что ограничивает применение резиновых рукавов при проектировании гидросистем.

*Металлические рукава* представляют собой гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку 3 (Рис.2.3.). Между витками ленты находится уплотнитель 2. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110<sup>0</sup>С, а с асбестовым уплотнением до 300<sup>0</sup>С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.

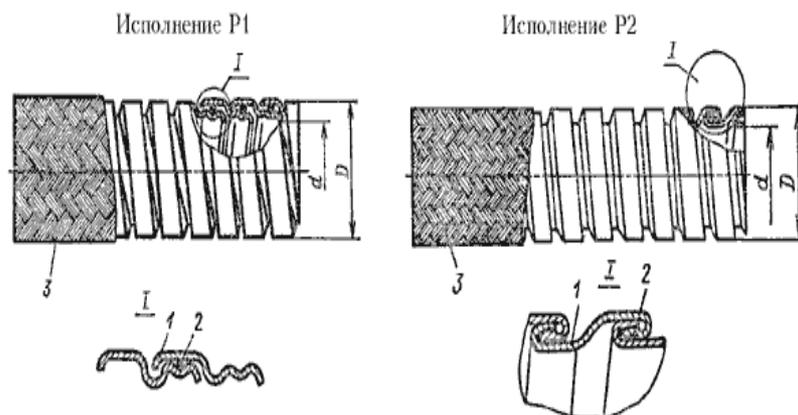


Рис.2.3. Металлические рукава. 1 профилированная лента; 2 уплотнитель; 3 – проволочная оплетка.

## 7. Энергообеспечивающая подсистема

7.1. Основные элементы энергообеспечивающей подсистемы

Насос – источник гидравлической энергии; предохранительное устройство – защищающее гидравлическую систему от перегрузок.

7.2. Объемный насос

Гидравлическая машина, в которой механическая энергия приводного двигателя преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости. В гидравлических приводах применяются объемные насосы. В таких насосах, независимо от конструкции, всасывание рабочей жидкости и ее нагнетание в систему происходит вследствие увеличения и уменьшения геометрического объема их рабочих камер.

7.2.1. Параметры насосов

Рабочий объем, подача, номинальное давление, мощность, полный КПД насоса.

7.2.1.1. Рабочий объем

Объем жидкости, который вытесняется насосом за один оборот приводного вала.

7.2.1.2. Подача или производительность

Это расход жидкости, подаваемый в систему в единицу времени ( $V$ , м<sup>3</sup>/с).

7.2.1.3. Номинальное давление

Наибольшее давление, при котором насос должен работать в течение установленного срока службы с сохранением установленных параметров.

7.2.1.4. Мощность насоса	<p>Мощность, потребляемая насосом от приводного двигателя</p> $N = \frac{N_{пол}}{\eta}$ <p><math>N</math> – мощность насоса, Вт; <math>N_{пол}</math> – полезная мощность, Вт; <math>\eta</math> – полный коэффициент полезного действия насоса.</p>
7.2.1.5. Полный КПД насоса	<p>Показывает долю полезной мощности от потребляемой мощности насоса. Характеризует потери энергии, обусловленные внутренними утечками насоса, потерями давления на трение жидкости о стенки внутренних каналов аппаратов и машин, потери на механическое трение в движущихся элементах конструкций.</p>
7.3. Классификация объемных насосов	<p>В зависимости от конструкции вытеснителей объемные насосы подразделяются:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• шестеренные;</li> <li>• роторнопластинчатые;</li> <li>• аксиальнопоршневые;</li> <li>• радиальнопоршневые;</li> <li>• винтовые.</li> </ul>
7.3.1. Шестеренные насосы	<p>Это две цилиндрические шестерни, находящиеся в зубчатом зацеплении. В зависимости от вида зацепления различают насосы с внешним и внутренним зацеплением. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы. Основная группа шестеренных насосов (гидромоторы) состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (Рис.2.4.). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы</p>

(гидромоторы) с внутренним зацеплением, трех и более шестеренные насосы (гидромоторы).

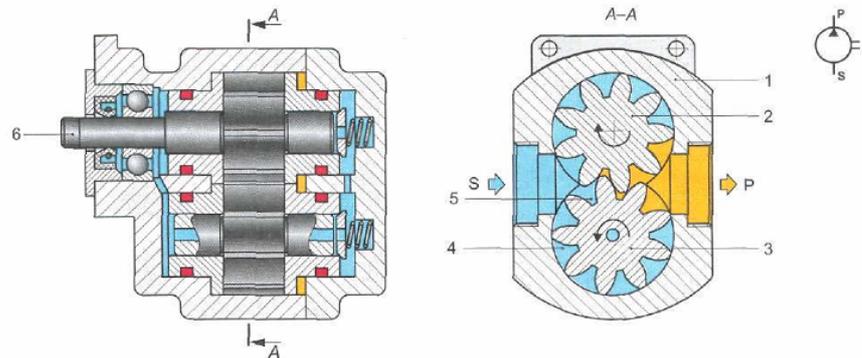


Рис.2.4.. Схема шестеренного насоса

1 корпус; 2,3 –ведущая и ведомая шестерни; 4 полость всасывания; 5 – полость нагнетания.

Ведущая 2 и ведомая 3 шестерни размещены с небольшим зазором в корпусе 1. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры, переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры.

### 7.3.2.

#### Роторнопластинчатый насос

Пластинчатые насосы (Рис.2.5.) относятся к роторным насосам (объемным насосам), где вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно – поступательного движения вытеснителей относительно статора. Ротор часть насоса, вращаемая приводным валом. Статор неподвижная часть насоса (корпус), имеющий приемную (всасывающую) и выходную (напорную) полости. Рабочие камеры насоса образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями пластинами. Эти пластины называют лопастями, лопатками, шиберами.

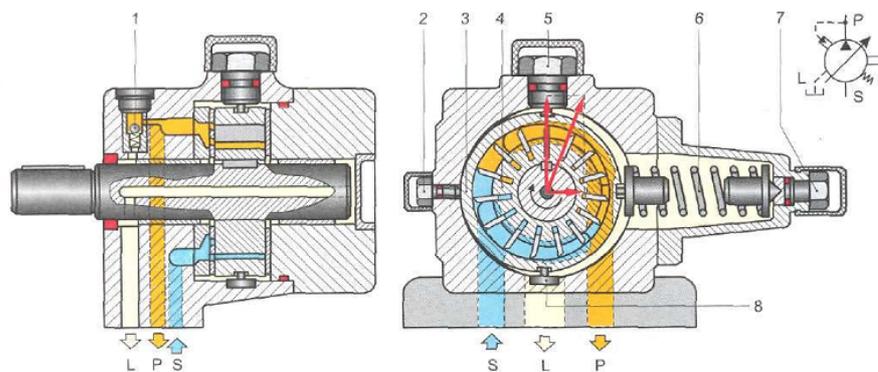


Рис.2.5. Схема пластинчатого насоса однократного действия

1,7 – винт регулирования; 2 упор; 3 – статорное кольцо; 4 – ротор; 5,8 – неподвижная и подвижная опора; 6 пружина; S, P, L – каналы всасывания, нагнетания и дополнительный канал.

В пластинчатых насосах (Рис.2.5) однократного действия с регулируемым рабочим объемом статор выполняют в виде подвижного в поперечном направлении (относительно приводного вала) кольца 3, который с одной стороны опирается на упор 2, а с другой стороны поджимается в эксцентричное относительно ротора 4 положение пружиной 6. Настройка эксцентриситета производится с помощью упора 2. Статорное кольцо, во время работы насоса может перемещаться в поперечном направлении, изменяя эксцентриситет относительно ротора 4. В роторе имеются радиальные пазы, в которые вставлены пластины. При вращении ротора 4 пластины под действием центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается – происходит

всасывание, а затем уменьшается происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания S через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, через другие окна вытесняется из них в напорную линию P. При изменении эксцентриситета изменяется подача насоса. Если  $e = 0$  (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратнопоступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с  $+e$  на  $e$  изменяется направление потока рабочей жидкости (линия S становится нагнетательной, а линия P – всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия, регулируемые и реверсируемые.

*Достоинства:* плавность подачи и низкий уровень шума.

*Недостатки:* большое количество деталей и мест трения приводит к большому износу.

### 7.3.3. Аксиальнопоршневые насосы

Насосы роторно-поршневого типа с аксиальным расположением поршней в цилиндрах, где продольные оси цилиндров параллельны друг другу и оси вращения ротора. Рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров.

При вращении вала 1 приходит во вращение блок цилиндров 6 (ротор). Так как опорная поверхность диска 3 расположена под углом  $\beta$  к оси вращения приводного вала 1, поршни 4 осуществляют сложное движение: вращаются вместе с ротором 6 и одновременно совершают в цилиндрах ротора возвратно-поступательные движения. При этом

последовательно происходят процессы всасывания и нагнетания жидкости через торцевые окна и каналы S и P, выполненные в крышке 8.

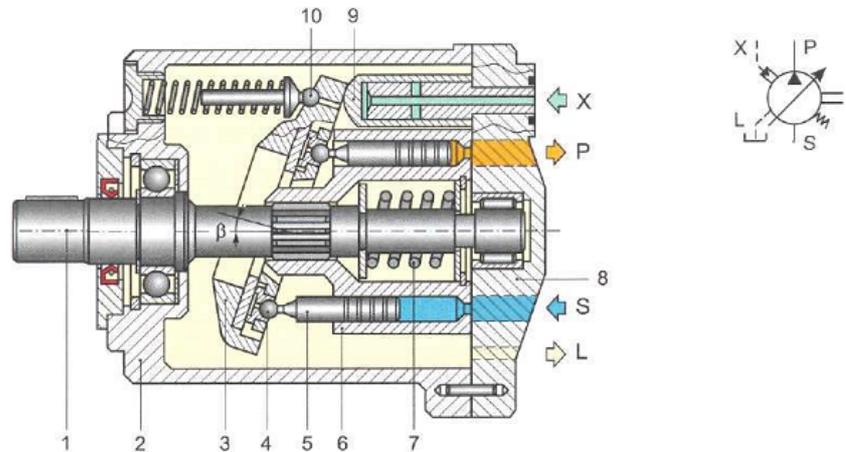


Рис. 2.6. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

1 приводной вал; 2 корпус; 3 наклонный диск;  
 4 шаровые шарниры; 5 поршни; 6 блок цилиндров;  
 7 пружина; 8 крышка; 9 управляющий поршень;  
 10 подпружиненная опора. S, P, L, X – каналы всасывания и нагнетания, дренажный канал, канал управления.

У насосов с нерегулируемой подачей наклонный диск имеет неизменный угол наклона. В регулируемых насосах подачу можно изменить путем изменения рабочих ходов поршней 5, которые зависят от угла  $\beta$  наклона диска 3. При максимально допустимом угле наклона диска насос обеспечивает максимальную подачу, а при перпендикулярном расположении относительно оси вращения вала 1, подача насоса становится равной нулю. Для изменения угла наклона диска применяют механические или гидравлические установочные механизмы, которые могут приводиться в действие механическим, электрическим или

гидравлическим способом.

#### 7.3.4. Радиально-поршневой насос с клапанным распределением

В радиально-поршневых насосах поршни расположены в одной плоскости. Движение поршней происходит в радиальном направлении. На рисунке 2.7. представлен радиально – поршневой самовсасывающий насос с клапанным распределением (имеется в виду распределение циклов всасывания и нагнетания жидкости).

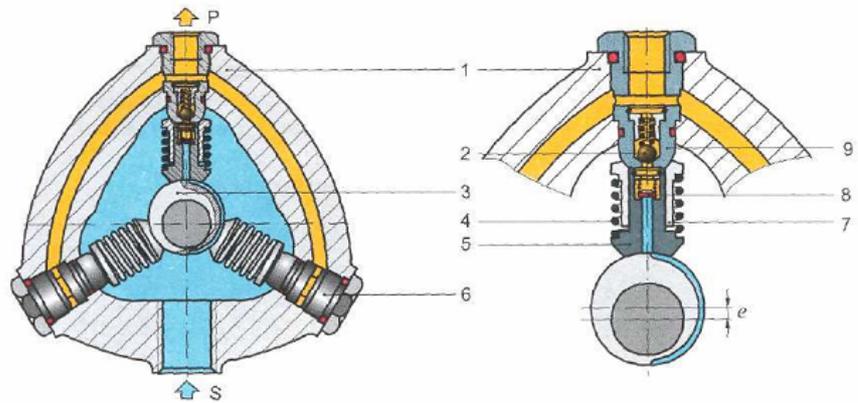


Рис.2.7. Радиально-поршневой насос с клапанным распределением

1 корпус; 2нагнетательный клапан; 3 – приводной вал;4 –пружина; 5поршень; 6–три качающиеся углы; 7– втулка; 8–всасывающий клапан; 9 сферическая головка. S, P–каналы всасывания и нагнетания. e– эксцентриситет, мм.

Радиально-поршневой насос состоит из корпуса 1, приводного вала 3, имеющего эксцентричную шейку (кулачок) в зоне трех качающих узлов 6, каждый из которых включает в себя поршень 5, всасывающий клапан 8 и нагнетательный клапан 2. Сферическая головка 9 закреплена в корпусе 1. Поршень 5 через цилиндрическую опорную поверхность, опирается на шейку вала 3. При этом пружиной 4 обеспечивается постоянный контакт между втулкой 7 и сферической

головкой 9. Рабочие камеры насоса образуются поверхностями поршней 5, втулок 7 и сферических головок 9.

При вращении кулачка каждый поршень совершает за один оборот вала два хода: один вверх, другой вниз. Всасывание осуществляется при движении поршня вниз. При этом объем рабочей камеры увеличивается, открывается всасывающий клапан, жидкость через канаву на поверхности кулачка поступает в рабочую камеру. Нагнетание происходит при дальнейшем повороте кулачка., но уже при движении поршня вверх: клапан 8 прижимается к уплотнительной кромке, открывается напорный клапан 2 в сферической головке 9. Жидкость под давлением поступает в круговой канал, соединяющий качающие узлы и далее на выход насоса.

#### 7.3.5. Винтовые насосы

Насосы представляют собой одну или несколько пар зацепляющихся, параллельно расположенных винтов со специальным профилем нарезки, размещенных с малыми зазорами в расточках корпуса. Наиболее распространены трехвинтовые насосы с двухзаходными винтами. Центральный ведущий винт, выполненный заодно с приводным валом 1 и два ведомых винта 2 имеют профили нарезки, посредством которых, зацепляясь, обкатывают друг относительно друга, образуя с поверхностями расточек в корпусе 3 герметично отделенные от всасывающего S и нагнетательного P каналов камеры. Эти камеры при вращении винтов переносятся вдоль их осей из зоны всасывания в зону нагнетания, где жидкость вытесняется боковыми поверхностями винтов. За счет

такого принципа действия, насос создает плавную, без пульсаций подачу жидкости и малый уровень шума. Ведомые винты вращаются под действием сил давления жидкости, не нагружаются крутящим моментом, качающий узел хорошо уравновешен.

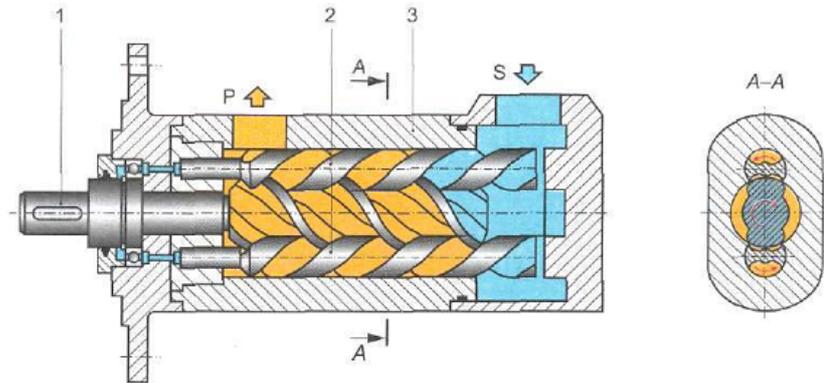


Рис.2.8. Трехвинтовой насос с двухзаходными винтами. 1 – приводной вал; 2 – ведомые винты; 3 – корпус; S – всасывающий канал; P – нагнетательный канал.

Достоинства: долговечность, способность работы с высокими частотами вращения.

Недостатки: невозможно регулировать рабочий объем, обладают большой массой.

## 8.Исполнительная подсистема

### 8.1. Гидравлические исполнительные механизмы

Устройства, в которых происходит преобразование гидравлической энергии в механическую работу. Являются связующим звеном между гидросистемой и рабочей машиной, обладают высокой энергонасыщенностью. Позволяют осуществлять линейное, поворотное, вращательное движение ведомых рабочих органов технологического оборудования без использования каких-либо передаточных устройств. По реализуемому виду движения различают три основных типа исполнительных механизмов:

- линейные гидродвигатели – гидравлические цилиндры;
- поворотные гидродвигатели;
- гидродвигатели вращательного действия – гидромоторы.

### 8.1.1. Гидравлические цилиндры

Силовые цилиндры, применяемые в качестве исполнительных механизмов гидродвигателей, используются для создания определенного усилия при осуществлении прямолинейных возвратно – поступательных движений. Основными параметрами, характеризующими силовые возможности гидроцилиндров являются:  $D_{п}$  – диаметр поршня;  $d_{шт}$  – диаметр штока;  $P_{ном}$  – номинальное давление.

По принципу действия все гидроцилиндры разделяют на две группы: цилиндры одностороннего и двухстороннего действия. Гидроцилиндр одностороннего действия, применяется, когда действие нагрузки обеспечивает гарантированный возврат выходного звена в исходное положение. Например, в гидравлических подъемниках и домкратах, в подъемных платформах, прессах с нижним расположением поршня и др. Гидроцилиндры двухстороннего действия применяют тогда, когда совершается полезная работа при прямом и обратном ходе выходного звена. Например, при транспортировке, установке, механической обработке, подъеме и опускании и др. По конструктивному исполнению рабочего органа различают *плунжерные, поршневые и поворотные* гидравлические цилиндры.

#### 8.1.1.1. Плунжерный гидроцилиндр

Цилиндр одностороннего действия. Применяется когда действие нагрузки обеспечивает гарантированный

возврат выходного звена в исходное положение.

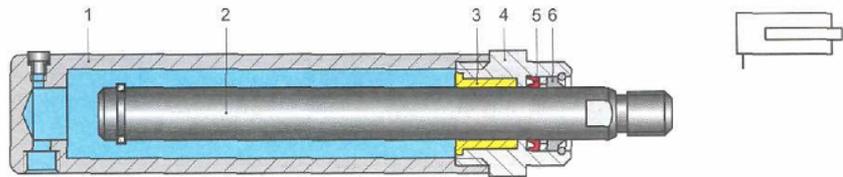


Рис.2.9.Плунжерный гидроцилиндр

1 гильза; 2 – плунжер; 3 – опора скольжения; 4 – передняя проходная крышка; 5–уплотнительная манжета; 6 – грязесъемное кольцо.

При подаче рабочего давления в полость гидроцилиндра плунжер начинает выдвигаться. Обратное движение возможно под действием приложенной силы самого плунжера или под воздействием приложенной внешней нагрузки.

#### 8.1.1.2. Поршневой гидроцилиндр

Применяется для привода рабочих органов мобильных машин и подразделяются по следующим признакам:

по принципу действия одностороннего и двухстороннего действия;

по числу штоков – односторонним и двухсторонним (проходным) штоком.

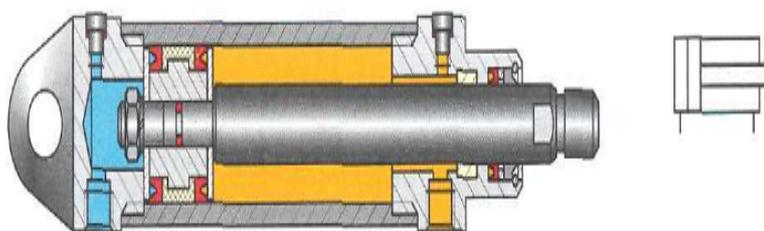


Рис.2.10. Поршневой гидроцилиндр

Основой конструкции является гильза, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень, имеющий резиновые манжетные уплотнения, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей

цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником. Проушина служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

#### 8.1.1.3. Поворотные гидродвигатели

Применяются, когда необходимо повернуть ведомый объект вокруг некоторой оси на угол не превышающей  $360^{\circ}$ . В зависимости от способа создания момента на выходном валу, подразделяются:

- пластинчатые (лопастные);
- поршневые с реечной передачей;
- кривошипно-шатунные;
- поршневые с винтовым преобразованием

#### 8.1.2.1. Пластинчатый поворотный гидродвигатель

Ротор пластинчатого поворотного гидродвигателя создает крутящий момент на выходном валу 2 за счет действия рабочей жидкости под давлением на радиально размещенную в роторе 3 пластину 1. Ротор 3 установлен в цилиндрической расточке 4 корпуса 5. Его угол поворота определяется размерами стопора 6. Для получения два раза больше крутящего момента применяют четырехкамерные пластинчатые гидродвигатели. Здесь скорость вращения и угол поворота статора вдвое меньше, чем у двигателей с одной пластиной.

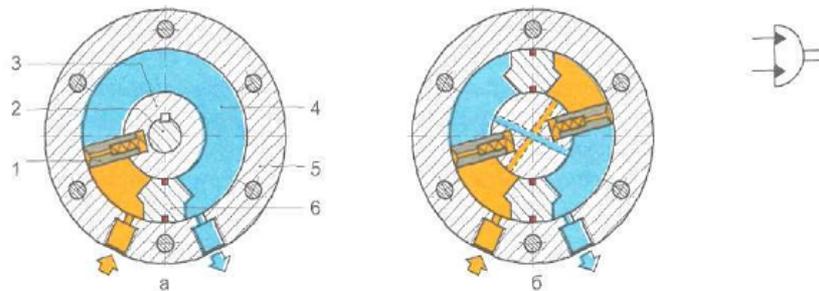


Рис.2.11. Пластинчатые поворотные гидродвигатели  
 а гидродвигатель с одной пластиной; б – гидродвигатель с двумя рабочими пластинами. 1 – пластина; 2 – выходной вал; 3 – ротор; 5 – корпус; 6 – стопор.

Состоит из корпуса 10 с расположенным в нем выходным валом 8, шестерня 9 которого входит в зубчатое зацепление с рейкой 4, соединяющий между собой два поршня 3 и 6. Поршни 3 и 6 расположены в гильзах 2 и 5 соответственно, жестко связанных с корпусом 10. Под действием рабочей жидкости поршни совершают возвратно поступательное движение, которое преобразуется во вращательное движение выходного вала 8. Регулировочными винтами 1 и 7 устанавливают величину хода поршня и угол поворота шестерни.

### 8.1.2.2. Поворотный гидродвигатель поршневого типа

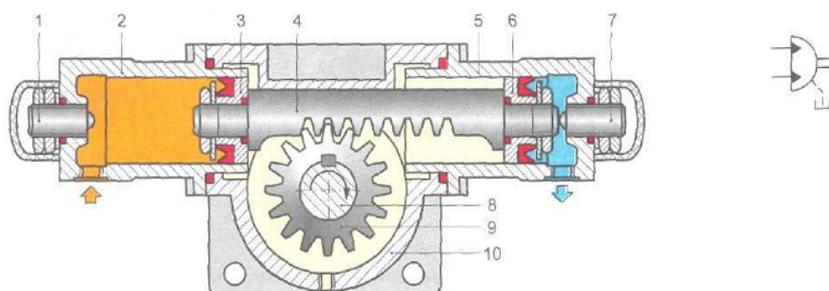


Рис. 2.12. Поворотный гидродвигатель поршневого типа. 1,7 регулировочные винты; 2,5 – гильзы; 3,6 – поршни; 4 рейка; 8 – выходной вал; 9 – шестерня; 10 – корпус.

По конструктивному исполнению похож на

гидродвигатель с реечной передачей. Шток, соединяющий между собой поршни гидродвигателя, через кривошипно-шатунный механизм передает крутящий момент на выходной вал. Угол поворота не превышает  $180^{\circ}$ . Недостатком данной конструкции является то, что момент на выходном валу меняется в зависимости от угла поворота.

### 8.1.2.3. Поршневой гидродвигатель с винтовым преобразованием

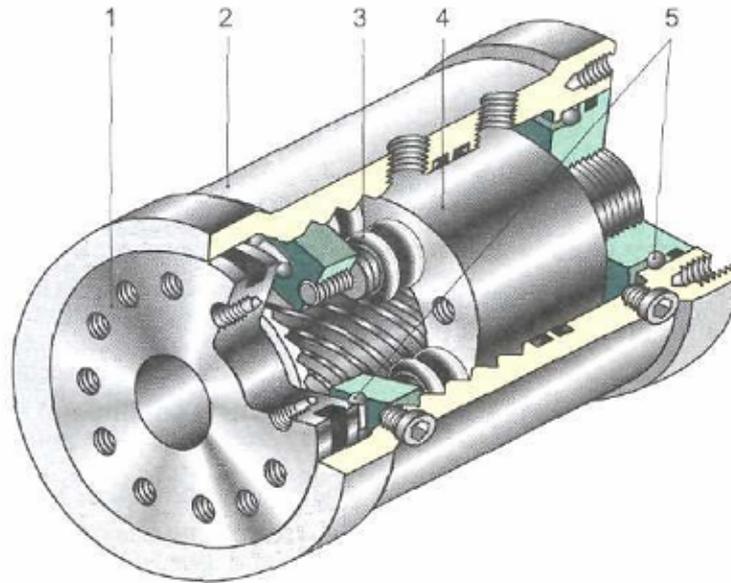


Рис.2.13. Поршневой гидродвигатель с винтовым преобразованием. 1 –вал; 2 – корпус; 3 –группа роликов; 4 –поршень; 5 –радиально – упорные подшипники.

Гидродвигатель с винтовым преобразованием осевого усилия на поршне в крутящий момент на выходном валу. На внутренней поверхности корпуса 2 и наружной поверхности вала 1 выполнены разнонаправленные крупные резьбы большого шага. Вал 1 установлен в корпусе на радиально-упорных подшипник 5. Поршень 4 через группу роликов 3 взаимодействует с разнонаправленными крупными резьбами большого шага.

8.1.3. Гидродвигатели  
вращательного действия  
– гидромоторы.

В гидромоторах энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию вращательного движения вала. По принципу действия большинство объемных роторных гидромоторов и гидронасосов являются обратимыми машинами и могут применяться в качестве моторов и насосов. Подобно насосам гидромоторы подразделяются на следующие группы: поршневые, шестеренные, винтовые, роторно-пластинчатые. Также на гидромоторы регулируемые (с изменяемым рабочим объемом) и на нерегулируемые (с постоянным рабочим объемом).

8.1.3.1. Нерегулируемый  
аксиально-поршневой  
гидромотор с  
наклонным диском

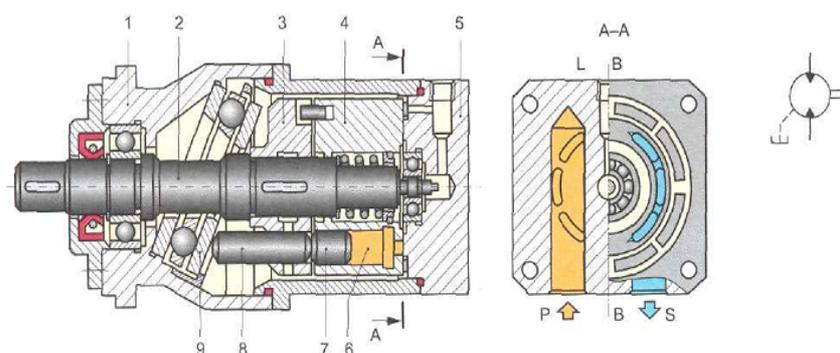


Рис.2.14. Нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском.

1 – корпус; 2 – выходной вал; 3 – барабан; 4 – ротор;  
5 – задняя крышка; 6 – рабочая камера; 7 – поршни; 8 – толкатели; 9 – наклонный диск. P, S напорная и сливная линия гидромотора.

Гидромотор состоит из корпуса 1, внутри которого установлен ротор 4 с поршнями 7, наклонного диска 9 и выходного вала 2. Рабочая жидкость из напорной линии P, выполненный в задней крышке 5, поступает в рабочие камеры 6 ротора 4, расположенные по одну сторону от оси B – B. Усилие, создаваемое давлением жидкости на поршни 7, передается через толкатели 8 на

наклонный диск 9. При этом на толкателях 8 возникают окружные усилия, заставляющие вращаться барабан 3, а вместе с ним ротор 4 и вал 2, которые связаны с барабаном шпонками. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси В – В, вдвигаются в цилиндры ротора. При этом жидкость вытесняется из рабочих камер в сливную линию S. Прижим ротора к наклонному диску осуществляется специальной пружиной, а также давлением жидкости, действующим на дно цилиндра рабочей камеры. Скорость вращения выходного вала определяется величиной подачи жидкости в напорной линии. Направление вращения зависит от того, какое из отверстий Р или S соединено с напорной линией гидросистемы.

### **Часть 3. Направляющая и регулирующая подсистема**

3. Направляющая и регулирующая подсистема

Подсистема предназначена для направления в требуемые гидролинии поток рабочей жидкости и регулировать параметры этого потока в пределах, необходимых для нормального функционирования привода. Управление энергией рабочей жидкости, поступающей от источника (от энергообеспечивающей подсистемы) к исполнительным механизмам, осуществляется устройствами, которые называются **гидроаппаратами**. **Гидроаппараты** делятся на две группы: **направляющие и регулирующие**. В направляющих и регулирующих гидроаппаратах воздействие на поток рабочей жидкости осуществляется посредством подвижных запорно-регулирующих элементов (ЗРЭ). Назначение ЗРЭ

состоит в изменении величины проходного сечения канала, через который движется рабочая жидкость.

Таблица 1.Классификация гидроаппаратов по функциональному признаку

Гидроаппараты		
Направляющие	Регулирующие	
	Расход	Давление
Распределители	Дроссели	Напорные клапаны
Обратные клапаны	Регуляторы расхода	Редукционные клапаны
Гидрозамки	Делители потока	

### 3.1.Направляющие гидроаппараты

Управляют пуском, остановом и направлением потока жидкости. Направляющая гидроаппаратура предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К направляющим гидроаппаратам относятся: *распределители, обратные клапаны, гидрозамки.*

#### 3.1.1.Гидрораспределители

Предназначены для управления направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях, на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, для обеспечения нужной последовательности включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления. По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются следующим образом.

*Золотниковые* (запорно-регулирующим элементом

является золотник цилиндрической или плоской формы), Изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорнорегулирующего элемента. По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

*Крановые* - запорно-регулирующим элементом служит кран. Изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющий плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

*Клапанные* - запорно-регулирующим элементом является клапан. Изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

### 3.1.1.1. Золотниково- вый гидравлический распределитель

Изменение соединения гидролиний осуществляется при осевом смещении цилиндрического запорно-регулирующего элемента – золотника.

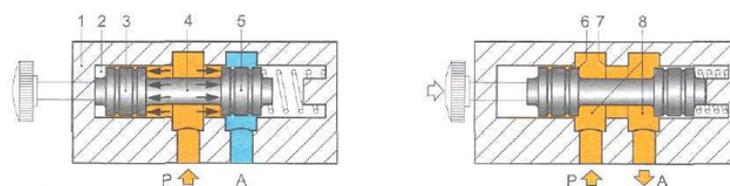


Рис.3.1. Золотниковый гидравлический распределитель  
1–корпус; 2–продольная цилиндрическая расточка; 3,5 –буртики; 4–цилиндрический золотник; 6,7–кромки; 8 –

кольцевые расточки. Р и А – рабочие каналы.

Золотник 4, имеющий два соединенных между собой буртика 3,5, расположен в продольной цилиндрической расточке 2 корпуса 1. Рабочие каналы Р и А связаны кольцевыми расточками 8, между кромками которых 7 и кромками 6 буртов образуется проходное сечение распределителя. Перемещение золотника в цилиндрической расточке возможно при наличии диаметрального зазора между ним и корпусом. При наличии разности давлений в рабочих каналах распределителя возможно утечка рабочей жидкости. Ограничить утечки можно путем уменьшения диаметрального зазора. Однако обеспечить зазор меньше 10 мкм технологически трудно.

Применяются, когда необходимо обеспечить пропускание потока рабочей жидкости движущейся по гидролинии в одном направлении и запирать гидролинию при обратном потоке.

**3.1.2. Обратные клапаны** Обратные клапаны должны быть герметичными в закрытом положении и обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом состоянии.. Для обеспечения герметичного перекрытия потока обратные клапаны выполняют только в седельном варианте.

При движении потока в направлении из канала А в канал В (Рис.3.2.а) запорный элемент 2 устанавливается на седло 3 и пропускает поток рабочей жидкости. Если жидкость начинает двигаться в обратном направлении (из канала В в канал А), то запорный элемент 2 устанавливается на седло 3, герметично перекрывая поток. Прижим запорного элемента 2 к седлу 3

осуществляется пружиной и давлением рабочей жидкости.

Обратные клапаны без пружины необходимо устанавливать строго вертикально. Только в таком положении обеспечивается посадка запорного элемента на седло за счет собственного веса.

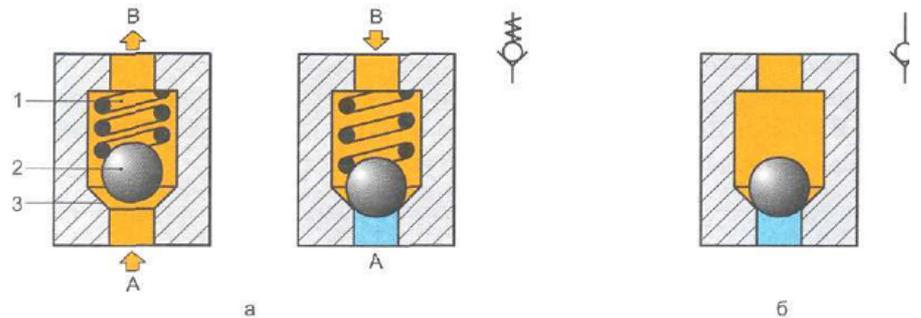


Рис.3.2. Принцип действия обратного клапана

а – обратные клапаны с пружиной; б – обратный клапан без пружины; А и В - каналы; 1 – пружина; 2 - запорный элемент; 3 – седло;

### 3.1.3. Гидрозамки

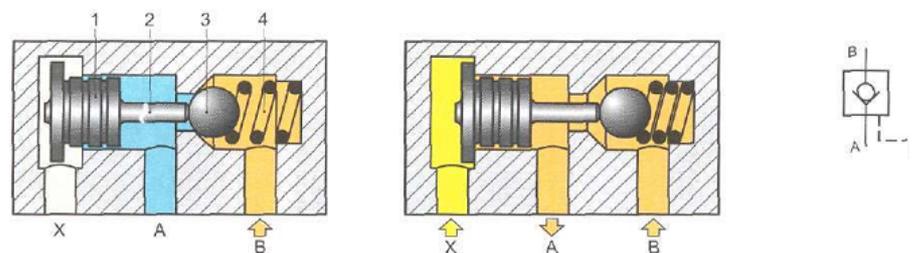


Рис.3.3. Принцип действия гидрозамка

1 – плунжер; 2 – толкатель; 3 - запорный элемент; 4 – пружина; А, В, X – каналы.

Это обратные клапаны с гидравлическим управлением.

При

отсутствии управляющего сигнала гидрозамок работает как обычный обратный клапан: поток рабочей жидкости свободно протекает в направлении А – В и запирается в направлении В - А. В отличие от обратного клапана, в гидрозамке движение рабочей жидкости в направлении В – А может быть

разблокировано. Для разблокировки гидрозамка в канал управления X подается рабочая жидкость под давлением, плунжер 1 перемещается вправо и толкателем 2 принудительно, сжимая пружину 4, снимает запорный элемент 3 с седла.

Гидрозамки применяют:

- для запираания находящихся под давлением нагрузки участков гидросистемы;
- для предотвращения самопроизвольного опускания грузов;
- для предотвращения самопроизвольного отпускания гидравлических зажимных устройств.

### 3.2.Регулирующие гидроаппараты

Управляют в требуемых пределах основными параметрами

потока рабочей жидкости: расходом и давлением.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение изменяется при изменении положения запорно-регулирующего элемента, входящего в их конструкцию. Для управления заранее заданным давлением рабочей жидкости в гидросистеме применяют гидравлические клапаны давления (напорные гидроклапаны). Напорные гидроклапаны различают по конструктивному исполнению:

- в зависимости от типа запорно-регулирующего элемента: седельный и золотниковый;
- в зависимости от типа действия: прямого и непрямого действия;
- по функциональному назначению: напорные и редуционные.

### 3.2.1. Напорный гидроклапан седельного типа

Предназначен для ограничения или поддержания давления в гидролиниях путем эпизодического или непрерывного слива рабочей жидкости.

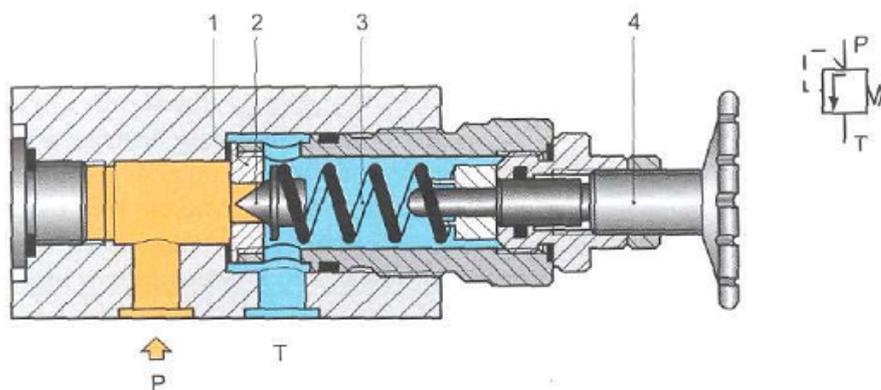


Рис.3.4. Напорный гидроклапан седельного типа  
1–седло; 2- запорно-регулирующий элемент; 3– пружина; 4– регулировочный винт. P, T – гидролинии.  
Пока давление в гидролинии P не превышает заданного значения, запорно-регулирующий элемент 2 клапана прижат пружиной 3 к седлу 1 и перекрывает проходное сечение. Клапан нормально закрыт. Если контролируемое давление в гидролинии P начинает превышать заданный уровень, клапан приоткрывается и сбрасывает часть рабочей жидкости в бак до тех пор, пока давление не нормализуется. Давление в гидролинии P, при котором клапан открывается, зависит от давления в гидролинии T, жесткости пружины и степени ее сжатия, которую можно изменять регулировочным винтом 4.  
Площадь проходного сечения меняется не столь резко, и клапан может пропускать достаточно малые потоки рабочей жидкости. Специальным образом спрофилированные проточки переменного сечения 4, выполненные на буртике золотника 3, позволяют

плавное увеличение проходного сечения клапана.

### 3.2.2 Напорный гидроклапан золотникового типа

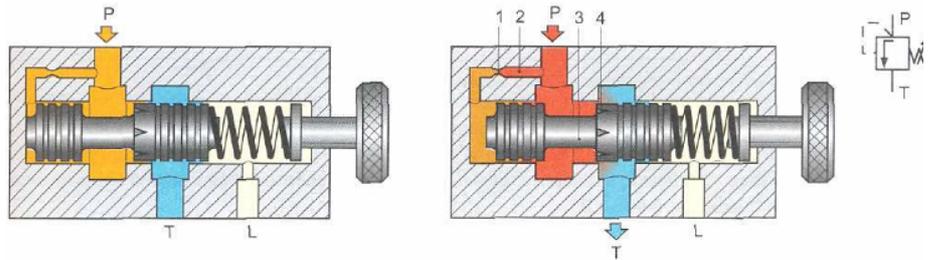


Рис. 3.5. Напорный гидроклапан золотникового типа  
P, T, L- гидролинии; 1–дроссель; 2–канал управления;  
3– зо-отник; 4 – специальным образом  
спрофилированные про-точки

Пока давление в гидролинии P не превышает заданный уровень, золотник 3, под действием настроечной пружины, находится в крайнем левом положении – клапан закрыт. Когда по каналу управления 2, под левый торец золотника передается давление большее, чем давление настройки клапана, золотник 3 начинает смещаться вправо. При этом через клапан начинает перетекать жидкость, расход которой увеличивается пропорционально увеличению суммарной площади проточек 4. Дальнейший рост давления в линии P приводит к полному открытию клапана. Дроссель 1, расположенный в канале управления 2, выполняет демпфирующую функцию, что делает нечувствительным к случайным забросам давления и исключает появление автоколебаний. Рассмотренная конструкция относится к клапанам прямого действия.

### 3.2.3. Двухлинейный редуцирующий клапан прямого действия

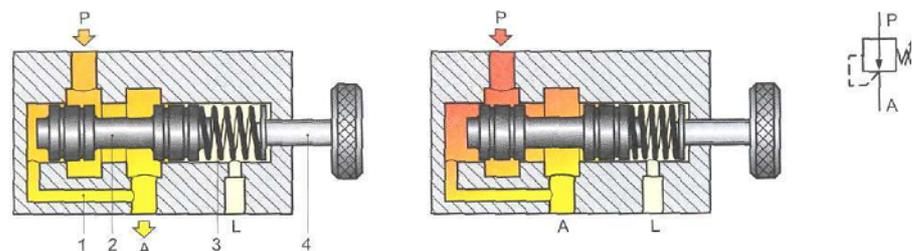


Рис.3.6. Двухлинейный редуцирующий клапан прямого

действия

A, P, L- гидролинии; 1-канал управления; 2-золотник;  
3- нас-троечная пружина; 4- регулирующий винт;

Редукционные клапаны предназначены для поддержания в гидросистеме пониженного (редуцированного) давления относительно давления в основной гидролинии. Является нормально-открытым клапаном.

Канал управления 1 соединяет канал выхода A и левый торец золотника 2. По каналу управления 1, на левый торец золотника 2 действует давление, равное давлению на выходе клапана A. Золотник 2 перемещается в сторону настроечной пружины 3, предварительное сжатие которой регулируется вин-том 4. Перемещение золотника 2 сопровождается уменьшением проходного сечения клапана. При достижении на выходе давления заданного уровня клапан закроется. Золотник будет находиться в состоянии равновесия: на левый торец действует заданное давление на выходе, на правый – настроечная пружина. Появление расхода жидкости к потребителю будет вызывать падение давления на выходе клапана. При этом золотник смещается влево, проходное сечение клапана будет увеличиваться, давление на выходе начинает расти. Таким образом, редукционный клапан автоматически поддерживает давление на выходе на заданном уровне.

## Список использованной литературы

- 4.1.1. Гиргидов, А.Д. Механика жидкости и газа (гидравлика) : учебник для ву-зов / А.Д. Гиргидов. - 2-е изд., испр. и доп. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. - 345 с.
- 4.1.2. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов / Л.Г. Лойцянский. – 7-е изд., спр. – Дрофа, 2003. – 840 с.
- 4.1.3. Наземцев, А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы : учебное пособие /А.С. Наземцев, Д.Е.Рыбальченко. – М.: ФОРУМ, 2007. – 304 с. ил.
- 4.1.4. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии : учебник в 2 кн. / В.Г. Айнштейн и [др.]; под ред. В.Г.Айнштейна. М.: Логос, Высшая школа, 2002. Кн. 1. 912 с.: ил. Кн.2. 872 с.: ил.
- 4.1.5. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учебное пособие для вузов / К.Ф Павлов, П.Г. Романков, А. А. Носков; под ред. чл. корр. АН СССР П.Г.Романкова.-13-е изд., стереотип-ное. Перепечатка с издания 1987 г.- М.: ООО ТИД «Альянс»,2006. -576 с.: ил.
- 4.1.6. Рабинович, Е.З. Гидравлика : учебное пособие для вузов / Е.З. Рабинович. – М.: Недра, 1980. – 278 с.
- 4.1.7. Сборник задач по машиностроительной гидравлике : учеб. пособие для машиностроительных вузов / Д.А.Бутаев и [др.]; под ред. И.И.Куколевского, Л.Г.Подвидза. -5-е изд., стереотипное. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 448 с. ил.
- 4.1.8. Ухин, Б.В. Гидравлика : учебное пособие / Б.В.Ухин. – М.: ИД «Форум»; ИНФРА – М, 2009. – 464 с.ил. – (Высшее образование).

Учебное издание

**Ямалиев Б.А.**

**Ямалиева Л.Г.**

кандидат педагогических наук

# **ПРИКЛАДНАЯ ГИДРОМЕХАНИКА**

## **УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Корректор Габдурахимова Т.М.  
Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 17.02.2014.  
Подписано в печать 26.02.2014.  
Бумага писчая. Гарнитура Таймс.  
Усл. печ. л. 4,2. Тираж 100 экз.  
Заказ №9.

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», г. Нижнекамск, 423570,  
ул. 30 лет Победы, д. 5а.