



еские указания

Форма  
Ф СО ПГУ 7.18.2/05

Министерство образования и науки Республики Казахстан  
Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова  
Кафедра механики

# **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

**к лабораторным занятиям**

по дисциплине «Гидропневматические машины и приводы»

для студентов специальности  
050724 – Технологические машины и оборудование

Павлодар



утверждения

методическим

указаниям

Форма  
Ф СО ПГУ  
7.18.1/05

**УТВЕРЖДАЮ**

Декан ФММиТ

\_\_\_\_\_ Т. Т. Токтаганов

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20 \_\_ г.

Составитель: канд. техн. наук, профессор \_\_\_\_\_ В. В. Рындин

Кафедра механики

### **Методические указания**

к лабораторным занятиям по дисциплине  
«Гидропневматические машины и приводы»

для студентов специальности  
050724 – Технологические машины и оборудование

**Рекомендовано** на заседании кафедры «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20 \_\_ г.

Протокол № \_\_\_

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ А.Х. Мустафин

**Одобрено** учебно-методическим советом факультета металлургии, машиностроения и транспорта

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20 \_\_ г. Протокол № \_\_\_

Председатель УМС \_\_\_\_\_ Ж.Е. Ахметов

## Лабораторная работа № 1

### Изучение способов измерения гидростатического давления

#### Цель работы

1 Ознакомление с приборами для измерения давления (пьезометром, манометром, вакуумметром, дифференциальным манометром).

2 Практическое использование манометров и пьезометров для измерения избыточного (манометрического) давления и разрежения (недостатка давления до атмосферного).

#### Вводная часть

Величину, равную отношению массы однородного вещества к его объёму, называют **плотностью**:

$$\rho = m / V = 1 / v, \quad [ \rho ] = 1 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность численно равна массе вещества, заключённого в единице объёма. Килограмм на кубический метр равен плотности однородного вещества, масса которого при объёме  $1 \text{ м}^3$  равна 1 кг.

Плотность пресной воды при температуре  $4 \text{ }^\circ\text{C}$ :  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ; при нуле градусов плотность воды меньше ( $999,87 \text{ кг/м}^3$ ). Из-за такой аномальной зависимости плотности воды от температуры более холодные слои находятся у поверхности водоёма, а на глубине сохраняется постоянная температура  $4 \text{ }^\circ\text{C}$ , в результате чего глубокие водоёмы не промерзают до дна.

Плотность спирта  $900 \text{ кг/м}^3$ ; плотность ртути  $13\,590 \text{ кг/м}^3$  при  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Д а в л е н и е** – величина, равная отношению элементарной силы, действующей на элемент поверхности нормально к ней, к элементарной площади этого элемента<sup>1</sup>:  $p = \delta F / \delta S$ .

При равномерном распределении силы  $F$  по поверхности площадью  $A$  давление выражается формулой:

$$p = F / S.$$

Единица давления СИ:  $[p] = [F] / [S] = 1 \text{ Н/1 м}^2 = 1 \text{ Па}$ .

Единице давления СИ присвоено специальное наименование **п а с к а л ь** (**П а**) в честь французского математика Блеза Луи Паскаля (1623 – 1662).

Паскаль равен давлению, вызываемому силой 1 Н, равномерно распределённой по поверхности площадью  $1 \text{ м}^2$ , расположенной перпендикулярно силе.

Давление 1 Па по сравнению с атмосферным давлением очень маленькая величина и для практического пользования используется внесистемная единица бар

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа} \approx 750 \text{ мм рт. ст.}$$

В технической литературе прошлых лет издания, а также при проведении измерений использовались (и до сих пор используются, хотя не рекомендуются) в качестве единицы давления **техническая атмосфера** (единица системы

<sup>1</sup> Символом  $\delta$  принято обозначать **элементарность** величины, в отличие от символа дифференциала  $d$ , который означает малое приращение, **изменение** величины.

МКГСС) и внесистемные единицы: **бар, физическая атмосфера (атмосфера физическая), мм рт. ст и мм вод. ст** (с помощью последних измеренное давление сравнивают с давлением столба жидкости – воды, ртути, спирта).

Связь между различными единицами давления следующая:

**1 атмосфера техническая = 1 ат = 1 кгс/см<sup>2</sup> = 0,981·10<sup>5</sup> Па = 735,6 мм рт. ст = 10 м вод. ст;**  
**1 ат ≈ 0,1 МПа;**

**1 атмосфера физическая = 1 атм = 760 мм рт. ст = 101325 Па = 1,033 ат = 10,33 м вод.ст;**

**1 мм вод. ст = 9,81 Па; 1 мм рт. ст = 133,322 Па.**

Различают **абсолютное давление  $p$**  (в дальнейшем – просто **давление**), **барометрическое** или **атмосферное давление  $p_a$** , измеряемое **барометром**, **избыточное давление  $p_n$** , измеряемое **манометром**, и **разрежение  $p_p$**  (не следует применять термин “**в а к у у м**” вместо **р а з р е ж е н и я**, т. к. вакуум не является физической величиной – это состояние материи), измеряемое **вакуумметром**.

На рисунке 1 представлена графическая связь между рассмотренными видами давления, а на рисунке 2 показаны способы их измерения.

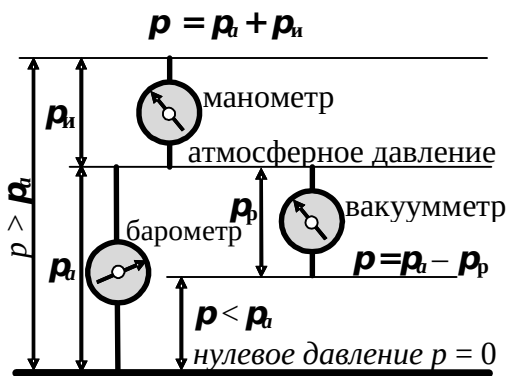


Рисунок 1

**Избыточным давлением** называется *разность между давлением газа в сосуде и атмосферным давлением*

$$p_n = p - p_a.$$

Если давление в сосуде меньше атмосферного, то *разность между атмосферным давлением и давлением в сосуде называется разрежением*:

$$p_p = p_a - p.$$

Из этой формулы видно, что минимальное разрежение равно нулю (давление в сосуде равно атмосферному), а максимальное – атмосферному (давление в сосуде равно нулю). Поскольку атмосферное давление не постоянно, то и максимальное разрежение не является постоянной величиной. Возникает вопрос: *может ли вакуумметр показать разрежение больше 760 мм рт.ст?* Ответ: *может, если атмосферное давление в момент измерения превышает 760 мм рт.ст.*

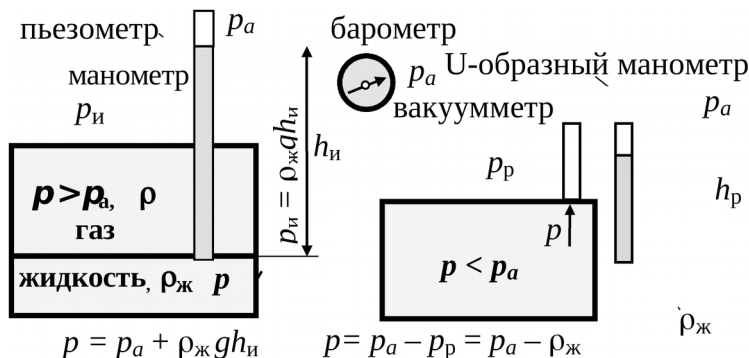


Рисунок 2

Давление  $P$  (абсолютное) в любой точке жидкости на глубине  $h$  определяется по основному уравнению гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \gamma h,$$

где  $p_0$  – давление на свободной поверхности жидкости (если сосуд открыт, то оно равно атмосферному);

$\gamma = G/V = \rho g$  – объёмный вес жидкости.

### Приборы для измерения давления

Для измерения атмосферного давления  $p_a$  используются барометры.

Для измерения избыточного давления  $p_{и}$  используют манометры, а для разрежения  $p_p$  – вакуумметры.

Для измерения как избыточного давления, так и разрежения используются мановакуумметры.

Для измерения разности давлений служат дифференциальные манометры.

Для измерения малого избыточного давления и разрежения используются микроманометры.

К жидкостным относятся приборы, в которых измеряемое давление уравновешивается давлением, создаваемым весом столба жидкости, высота которого служит мерой давления.

U-образный манометр представляет собой U-образную стеклянную трубку, заполненную до некоторого уровня мерной жидкостью (спирт, ртуть, вода). Конец одной ветви манометра открыт в атмосферу. Разность высот уровней рабочей жидкости в ветвях является показанием прибора.

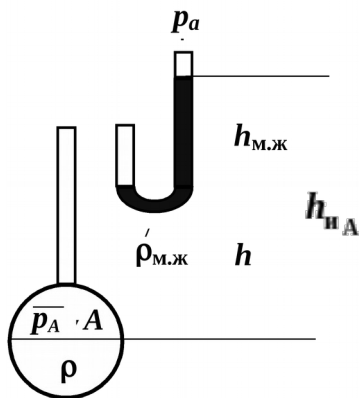


Рисунок 3

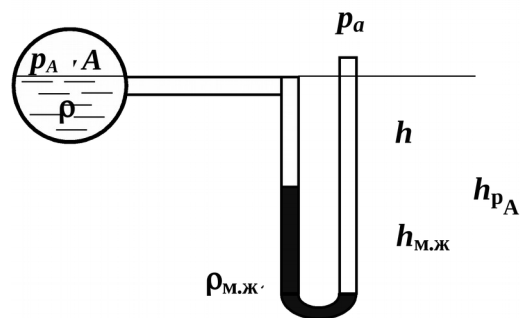


Рисунок 4

Абсолютное давление в точке А (рис. 3) определится выражением

$$p_A = p_a + p_{иА} = p_a + \rho gh + \rho_{м.ж} g h_{м.ж},$$

где  $p_{иА} = \rho gh + \rho_{м.ж} g h_{м.ж}$  – избыточное давление в точке А.

Абсолютное давление в точке А (рис. 4) определится выражением

$$p_A = p_a - p_{pА} = p_a - (\rho gh + \rho_{м.ж} g h_{м.ж}),$$

где  $p_{pА} = \rho gh + \rho_{м.ж} g h_{м.ж}$  разрежение (недостаток давления до атмосферного).

Поправкой на капиллярность для U-образного манометра обычно пренебрегают.

Пьезометр применяется для измерения избыточного давления и разрежения, и представляет собой стеклянную трубку с открытым в атмосферу верхним концом, внутренний диаметр которого 10–15 мм, что позволяет исключить возможную ошибку от капиллярного поднятия жидкости. Нижний конец пьезометра соединяется с местом измерения избыточного давления. На рисунке 5 изображен пьезометр для измерения внутреннего давления. Под действием избыточного давления в сосуде жидкость поднимется на высоту  $h$ , измеряемую по линейной шкале, установленной строго вертикально. Избыточное давление в точке  $A$  жидкости  $p_{иА} = \rho g h$ , а абсолютное давление в этой точке  $A$   $p = p_A = p_a + p_{иА}$ .

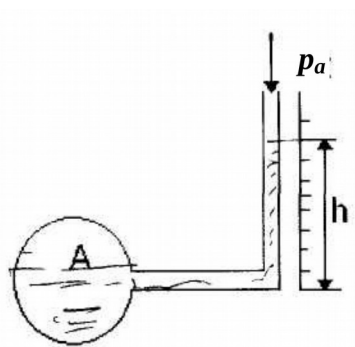


Рисунок 5

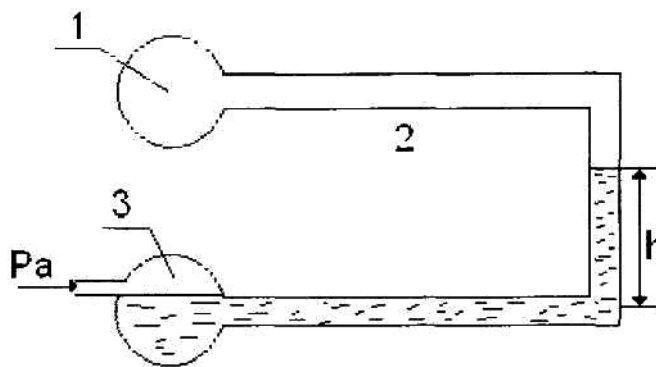


Рисунок 6

Высота столба жидкости (м) носит название пьезометрической высоты

$$h = p_{иА} / \rho g .$$

Для измерения вакуума применяется так называемый обратный пьезометр или вакуумметр, представляющий собой изогнутую трубку 2, один конец которой соединён с областью вакуума 1, а другой нижний конец трубки опускается в открытый сосуд 3, заполненный жидкостью (рисунок 6).

Так как давление в сосуде 1 меньше атмосферного, жидкость в трубке поднимается на некоторую высоту называемую вакуумметрической высотой.

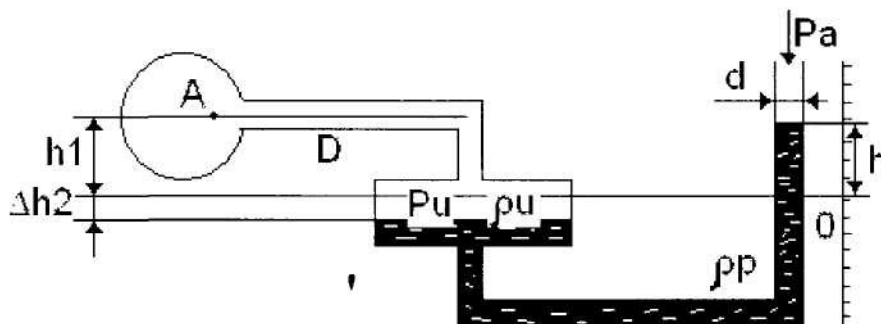


Рисунок 7

Чашечный манометр (рис.7) представляет собой модификацию U-образного манометра. Одна из ветвей которого поднимается на высоту  $h$ . Нуль шкалы прибора помещен на уровне мениска мерной жидкости в трубке при атмосферном давлении, на поверхности мерной жидкости в чашке; такой способ установки нуля дает возможность учесть поправку на капиллярность.

Избыточное давление на уровне рабочей жидкости в чашке прибора:

где  $h$  - показания прибора,  $P_U = \rho_P g(h + \Delta h_2)$ ,

$\Delta h_2$  - поправка на положение уровня рабочей жидкости в чашке,

$d$  - диаметр трубки прибора,  $D$  - диаметр чашки.

Обычно  $D \gg d$ , а поправкой  $\Delta h_2$  на положение уровня в чашке, можно пренебречь.

Преимущество чашечного манометра перед U-образным в том, что первый имеет постоянно «0» и не требует измерения нескольких высот для определения давления.

Барометрическое (атмосферное) давление измеряют барометрами различных конструкций. Барометры могут быть жидкостными и металлическими. Жидкостные барометры чаще всего бывают ртутными.

На рисунке 8 показаны схемы чашечного (а) и сифонного (б) ртутных (жидкостных) барометров. Принцип действия этих приборов очень прост.

Меняющееся с течением времени атмосферное (барометрическое) давление, действуя на открытую поверхность ртути, поднимает или опускает столбик ртути в трубке, из другого конца которой полностью удален воздух. Трубка обычно снабжена шкалой для отсчета давления.

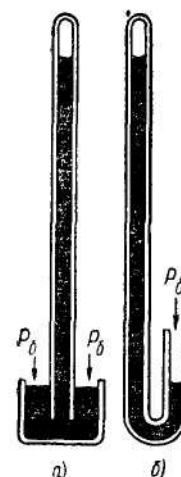


Рисунок 8 – Жидкостные барометры  
а – чашечный,  
б – сифонный

Широкое распространение получили также металлические барометры Внешний вид такого барометра и его внутреннее устройство показаны на рисунке 9.

А – гофрированная металлическая коробка (мембрана), из которой выкачан воздух; В – стрелка, которая связана с мембранной системой рычагов При расширении или сжатии коробки под действием изменяющегося атмосферного давления стрелка перемещается по шкале С прибора. Отсчет по шкале дает значение давления (в паскалях или миллиметрах ртутного столба).

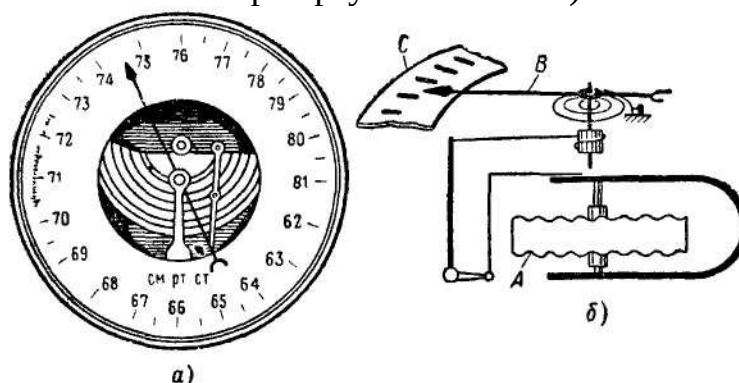


Рисунок 9 – Металлический барометр-анероид  
а – внешний вид барометра, б – схема внутреннего устройства

**Избыточное** давление, называемое также **манометрическим**, измеряется манометрами, которые бывают жидкостными или пружинными.

Самым простым жидкостным манометром является пьезометр (рис. 2), принцип действия которого был рассмотрен ранее. Он служит для измерения небольших давлений жидкости в сосудах.

Для измерения давления газов, которые находятся также под небольшим избыточным давлением, применяются жидкостные манометры в виде U образной трубки, заполняемой рабочей жидкостью (спирт, вода, ртуть) до некоторого уровня (см. рис. 2, 3 и 10). Один конец трубки сообщается с сосудом, в котором необходимо измерить давление, другой конец сообщается с атмосферой.

По значению перепада  $h$  уровней рабочей жидкости в U-образной трубке судят о величине избыточного давления. На рисунке 10 давление в сосуде больше атмосферного, так как  $h > 0$ . Избыточное давление в сосуде  $p_{изб} = \rho gh$ , где  $\rho$  – плотность мерной (рабочей) жидкости в манометре.

Для измерения значительных величин избыточных давлений жидкостей или газов применяются пружинные манометры, в которых давление воспринимается упругим рабочим элементом (мембраной или трубчатой пружиной).

Рабочим элементом мембранного манометра (рис. 11, а) является гофрированная металлическая мембрана  $W$ , воспринимающая избыточное давление. Системой рычагов она связана со стрелкой, передвигающейся по шкале.

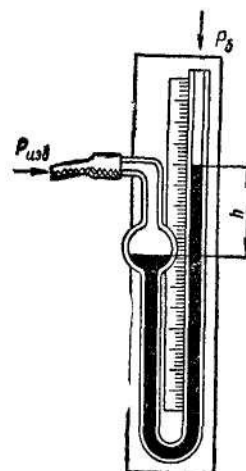


Рисунок 10 – Жидкостный манометр

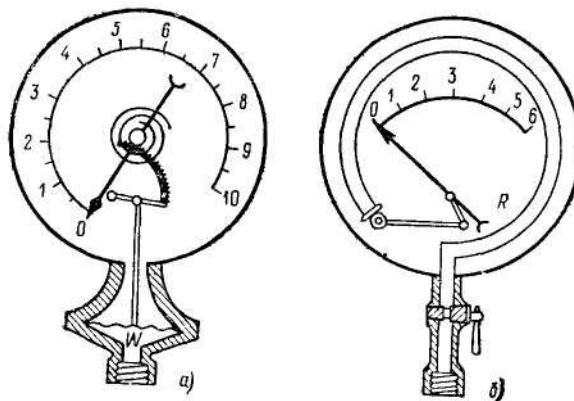


Рисунок 11 – Схемы манометров  
а – мембранного; б – трубчатого

Рабочим элементом трубчатого манометра (рис. 11, б) является изогнутая трубка  $R$  (пружина). Ее свободный конец через систему рычагов связан со стрелкой. Под действием изменяющегося избыточного давления труба распрямляется или сворачивается, передвигая стрелку по шкале.

В пружинных манометрах деформация упругого элемента (полая трубка, мембрана и т. п.) (рис.11), вызванная давлением, по закону Гука, пропорциональна давлению и служит его мерой. В манометре с одновитковой трубчатой пружиной (манометр Бурдона), основной деталью является согнутая по дуге окружности полая трубка, имеющая на конце овальную форму. Большая ось



овала перпендикулярна плоскости оси трубки. Один из концов трубки запаян. Измеренное давление передается внутрь трубки через второй открытый конец. Под действием давления овальное сечение трубки деформируется: большая ось вала уменьшается, малая увеличивается.

При такой деформации каждого сечения трубки появляется момент  $M$  разгибающий эту трубку. Стрелка прибора, связанная со свободным концом трубки, через передаточный механизм, поворачивается на некоторый угол пропорциональный измеренному давлению.

Важными преимуществами пружинных приборов по сравнению с жидкостными, является портативность, универсальность, огромный диапазон измеряемых давлений. Недостатком является нестабильность их показаний, вызываемая рядом причин: изменением упругости деформируемого элемента, износ передаточного механизма. В связи с чем возникает необходимость периодически определять поправку, компенсирующую систематическую погрешность прибора.

В технике часто возникает необходимость определения перепада (разности) давлений, например, в двух сосудах, двух трубопроводах или в двух точках одного трубопровода, расположенных на некотором расстоянии друг от друга.

Для этой цели применяются дифференциальные манометры (дифманометры). На рисунке 12 видно, что давление в трубопроводе 1 больше, чем в трубопроводе 2.

Разность давлений определяется по величине перепада уровней рабочей жидкости  $h$  в коленях дифманометра и вычисляется по формуле

$$\Delta p = (\rho_{ж} - \rho) gh, \quad (1-25)$$

где  $\Delta p$  — разность (перепад) давлений;  $\rho_{ж}$  — плотность рабочей жидкости;  $\rho$  — плотность жидкости (или газа) в сосудах (трубопроводах);  $h$  — перепад уровней в коленях дифманометра.

**Микроманометры.** Микроманометры являются переносными приборами, их применяют в лабораторной практике и в промышленных условиях при проведении испытаний теплосиловых и других установок для измерения малых давлений, разрежений или разностей давлений воздуха и неагрессивных газов. Приборы этого типа в зависимости от их назначения подразделяются на рабочие и образцовые микроманометры. Рабочие микроманометры в свою очередь подразделяются на приборы технические и повышенной точности.

На рисунке 13 показана схема микроманометра с наклонной стеклянной измерительной трубкой. Наклон измерительной трубки в этом приборе сделан с целью уменьшения погрешности измерений. В качестве рабочей жидкости в микроманометрах этого типа применяют этиловый спирт, который заливают в

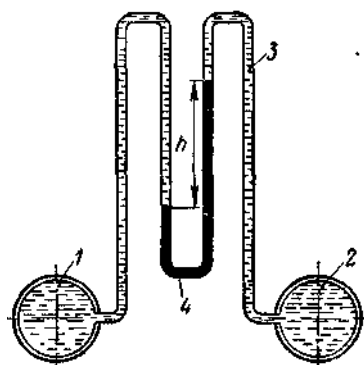


Рисунок 12 – Жидкостный манометр

1, 2 – трубопроводы; 3 – дифференциальный манометр; 4 – рабочая жидкость;  $h$  – перепад давления

широкий сосуд настолько, чтобы уровень его в наклонной трубке находился против нулевой отметки шкалы. Длина шкалы у микроманометров с наклонной трубкой выполняется обычно равной 250 мм.

При измерении давления в каком-либо объекте к нему присоединяют с помощью трубки широкий сосуд прибора, а при измерении разрежения – наклонную трубку. В случае измерения разности давлений большее давление подается в сосуд, а меньшее – в измерительную трубку.

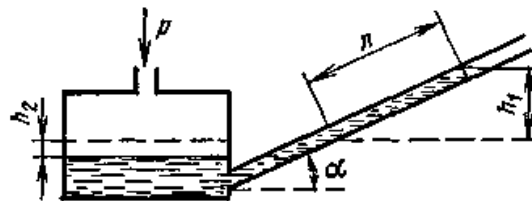


Рисунок 13 – Схема микроманометра с наклонной трубкой

Пусть под действием измеряемого давления, разрежения или разности давлений воздуха уровень жидкости в трубке, наклоненной на угол  $\alpha$  к горизонтальной плоскости, поднимется по вертикали на высоту  $h_1$ , в широком сосуде опустится на  $h_2$ , тогда разность высот уровней рабочей жидкости в приборе, уравнивающая измеряемую величину, будет равна:

$$h = h_1 + h_2, \quad (9-2-1)$$

где  $h_1 = n \sin \alpha$ . (9-2-2)

Здесь  $n$  — длина столба жидкости в наклонной трубке.

По схеме, показанной на рисунке 13, выполняются микроманометры с переменным углом наклона измерительной трубки. Благодаря этому прибор может иметь несколько диапазонов измерения.

В качестве примера рассмотрим устройство микроманометра типа ММН. Схема этого прибора представлена на рисунке 14. Прибор состоит из широкого сосуда 7, измерительной трубки 1, закрепленной на поворотном кронштейне, и приспособления 8 для фиксации угла наклона  $\alpha$  измерительной трубки. Сосуд и все другие детали прибора укреплены на общем основании 4. Микроманометр имеет шкалу 0–250 кгс/м<sup>2</sup>. Прибор снабжен двумя уровнями 3 с цилиндрическими ампулами. Для установки прибора по уровням служат два винта (2 и 5). Для установки в измерительной трубке уровня жидкости против нулевой отметки шкалы служит вытеснитель 6.

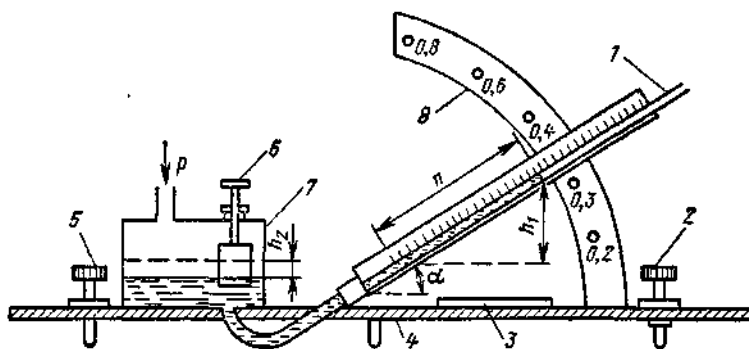


Рисунок 14– Схема микроманометра типа ММН

Для изменения диапазона измерения кронштейн с измерительной трубкой может быть установлен под пятью различными фиксированными углами наклона к горизонтальной плоскости. Каждому фиксированному углу наклона изме-

рительной трубки, а следовательно, и заданному диапазону измерения соответствует определенное значение постоянной прибора.

Для фиксации кронштейна с измерительной трубкой при заданном значении постоянной прибора служит установочная дуга  $\delta$  с отверстиями. Кронштейн соединяется с дугой в нужном рабочем положении с помощью конического штифта, который на схеме прибора не показан. Значения постоянных микроманометра (0,2; 0,3; 0,4; 0,6 и 0,8) для указанных выше пяти диапазонов измерения и при заполнении его этиловым спиртом плотностью  $0,8095 \text{ г/см}^3$  обозначены против отверстий на установочной дуге. Приборы этого типа выпускаются классов точности 0,5 и 1.

### Описание измерений

По показаниям образцового манометра и барометра определить избыточное и абсолютное давления в различных единицах согласно таблице 1.

Таблица 1 – Измерение давления манометром и барометром

Число делений	$P_{\text{изб}}$		$P_{\text{атмос}}$			$P = P_{\text{абс}}$	
	кгс/см <sup>2</sup>	Па	мм рт. ст	Па	кгс/см <sup>2</sup>	Па	кгс/см <sup>2</sup>
80	0,512	50227	768	102391	1,044	152 618	1,556

По показаниям вакуумметра определить разрежение и абсолютное давление в сосуде согласно таблице 2

Таблица 2 – Измерение разрежения вакуумметром

$P_{\text{ат}}$ Показания вакуумметра, $P_{\text{разр}}$			$P = P_{\text{абс}}$						
мм рт. ст	кгс/см <sup>2</sup>	Па	Число делений	кгс/см <sup>2</sup>	мм рт. ст	Па	мм рт. ст	кгс/см <sup>2</sup>	Па
768	1,044	102391	30	0,299	220,6	29410	548	0,744	74400

По показаниям микроманометра определить динамическое давление, по которому рассчитать скорость потока. Результаты расчёта занести в таблицу 3.

Таблица 3 – Измерение динамического давления микроманометром

$l_{\text{дин}}$ , мм СП. ст	$h_{\text{дин}} = k l_{\text{дин}}$ , мм вод. ст	$h_{\text{дин}}$ , мм вод. ст	$p = p_{\text{ат}} + 9,81 h_{\text{изб}}$ , Па	$\rho = p/(RT)$ , кг/м <sup>3</sup>	$v = \sqrt{2 \cdot 9,81 h_{\text{дин}}}$ , м/с	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$Q_m$ , кг/с

$R = 287$  (Дж/кг·К) – удельная газовая постоянная;

$T = t + 273,15$ , К – термодинамическая температура.

Установка состоит из двух U-образных манометров 6 и 7, в которых находятся рабочие жидкости: вода и спирт. Один конец соединен с атмосферой, а другой с цилиндрической емкостью 2, в которой находится жидкость, где измеряется давление в сосуде (в точке «К»). Для создания избыточного давления в сосуде 2, перекрывают вентилем 4 сообщение ее с атмосферой и открывается вентиль 1, откуда с помощью резиновой груши создается избыточное давление. Вентиль 3 предназначен для подключения прямого пьезометра 10 к системе и определения по прямому пьезометру высоты столба жидкости. Вентилем 5 водоструйного насоса создается разреженное давление в сосуде 8. Обратный пьезометр 9, который соединен с сосудом 8, показывает давление в этом сосуде.

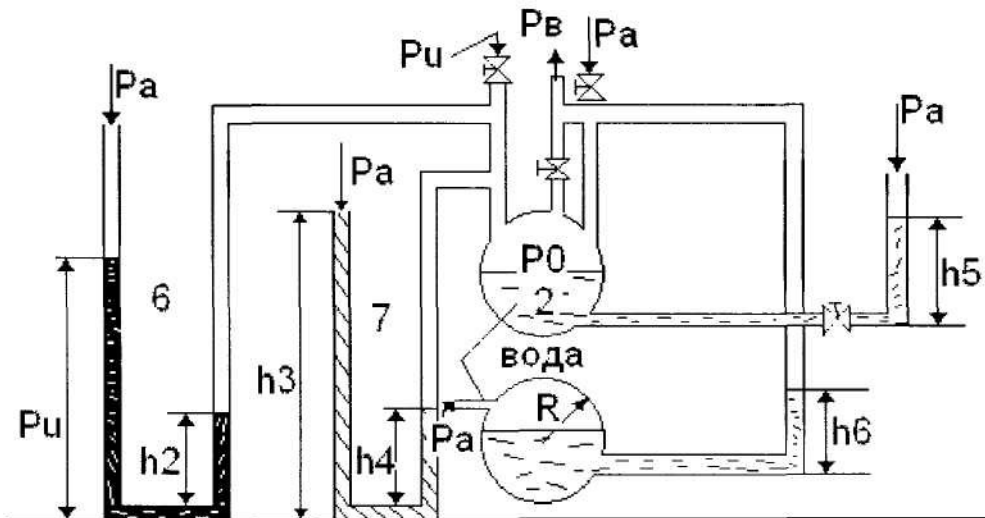


Рисунок 9. Схема экспериментальной установки.

### Порядок выполнения работы

1 Перед началом работы необходимо убедиться в том, что все рабочие вентили закрыты.

2 При помощи резиновой груши подключаемой через вентиль 1, создаем избыточное давление  $m$ , резервуаре 2.

3 Определяется уровень столба жидкости в двух манометрах 6 и 7 и в пьезометре 10, для этого открывается вентиль 3 прямого пьезометра. Отсчеты берутся по менискам рабочей жидкости с стеклянных трубок.

4 После занесения опытных данных ( $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5$ ) в таблицу 1.1, производится выравнивание давления в системе при помощи вентиля 4, т.е. высоты столба жидкостей должны быть одинаковыми.

5 Повторить опыт, данные измерения занести в таблицу 1.1.

6 Для создания разреженного давления открыть вентиль 5, водоструйного насоса. В случае выбрасывания рабочей жидкости из стеклянных трубок, вследствие возникновения чрезмерной разности давлений, необходимо немедленно перекрыть рабочий вентиль 5.

7 После занесения опытных данных ( $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5$ ) в таблицу 1.1, производится выравнивание давления в манометрах при помощи вентиля 4.

- 8 Повторить опыт. Данные измерения занести в таблицу 1.1.  
 9 Привести систему в исходное состояние, перекрыв все вентили.

Таблица 1. Результаты измерений

Приборы	U - образный манометр (вода), м		U - образный манометр (спирт), м		Пьезометр, м	Обратный пьезометр, м
	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_4$		
№ опыта					$h_5$	$h_6$
1 $P_B > P_A$						
2.						
3. $P_B < P_A$						
4.						

### Обработка опытных данных

1 Вычисляются по формуле избыточное давление создаваемое в сосуде 2 манометрами:

$$P_U = \rho g(h_1 - h_2);$$

$$P_U = \rho g(h_3 - h_4);$$

$$P_{абс} = P_a + P_U.$$

2 Давления показываемые с помощью обратного и прямого пьезометров вычисляются по формулам:

$$P_U = \rho g(h_6 - R); \quad P_U = \rho g(h_5 - R);$$

где R - радиус цилиндрического сосуда 2, 8.

3. Разреженное давление вычисляется по формулам:

$$P_B = \rho g(h_2 - h_1); \quad P_B = \rho g(h_4 - h_3); \quad P_{абс} = P_a + P_B.$$

4. Результаты вычислений заносят в таблицу 1.2.

Таблица 1.2. Результаты вычислений

Приборы	Давление $p_0$ на свободной поверхности жидкости приборов по показаниям, кПа							
	U - образный манометр (вода)		U - образный манометр (спирт)		Пьезометр		Обратный пьезометр	
	$p_{изб}$	$p_{абс}$	$p_{изб}$	$p_{абс}$	$p_{изб}$	$p_{абс}$	$p_{изб}$	$p_{абс}$
№ опыта								
1								
2								
3								
4								

## Лабораторная работа № 2

### Изучение относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде

**Цель работы.** Определение относительного покоя жидкости в цилиндрическом сосуде, равномерно вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью и сопоставление результатов измерений с теоретическими расчётами.

#### Вводная часть

При вращении сосуда с жидкостью, с постоянной угловой скоростью вокруг вертикальной оси, а также в некоторых случаях, в сосуде устанавливается состояние относительного равновесия (покоя) жидкости, т.е. такое состояние, при котором частицы жидкости не перемещаются относительно друг друга и самого сосуда. Таким образом жидкость и сосуд движется как одно целое.

При исследовании относительного равновесия жидкости, наряду с установлением закона распределения давления, в ней практический интерес представляет определение формы поверхности равного давления, т.е. такой поверхности, где все точки которой испытывают одинаковое давления.

Дифференциальное уравнение поверхности равного давления имеет вид:

$$\Phi_x dx + \Phi_y dy + \Phi_z dz = 0, \quad (1)$$

где  $\Phi_x, \Phi_y, \Phi_z$  - проекции ускорений массовых сил на координаты оси  $x, y, z$ ;  $dx, dy, dz$  - проекции приращения координат точки.

В случае относительного равновесия жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью  $\omega$ , на каждую частицу жидкости действуют две массовые силы: сила тяжести и сила инерции.

Рассмотрим в качестве поверхности равного давления, поверхность жидкости в любой точке, давление которого равно атмосферному.

Проведем систему координат, вращающуюся вместе с сосудом, через вершину свободной поверхности жидкости.

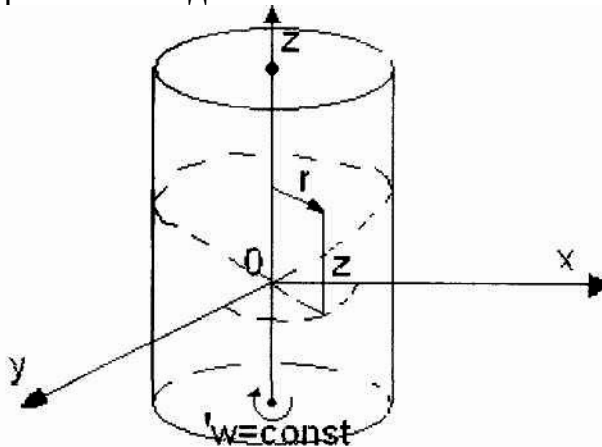


Рисунок 1

При таком расположении осей проекции, ускорение массовых сил, действующих, например, на частицу жидкости М, равны:

$$\Phi_x = w^2 x; \quad \Phi_y = w^2 y; \quad \Phi_z = -g;$$

где  $x, y$  - проекции радиуса вращения точки  $M$  на координатные оси. Используя уравнение (1) и проинтегрируем получим:

$$Z = w^2 / 2g(x^2 + y^2) = w^2 r^2 / 2g, \quad (2)$$

Это выражение есть уравнение параболоида вращения, сечение которого с горизонтальной плоскостью представляет окружность, а с вертикальной меридиональной плоскостью - параболу.

Отсюда видно, что форма параболоида вращения не зависит от рода налитой в сосуд жидкости.

$v = \pi n / 30$  ( $c^{-1}$ ) - угловая скорость жидкости вместе с сосудом,

где  $r$  - радиус вращения точки вместе с сосудом;

$n$  - об/мин, частота вращения сосуда, ( $n = 100 - 160$  об/мин);

$g = 9,81$   $m/c^2$  - ускорение свободного падения.

### Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис.2) состоит из цилиндрического стеклянного сосуда 1, радиусом  $r_0$ , в который заливается вода. Сосуд вращается

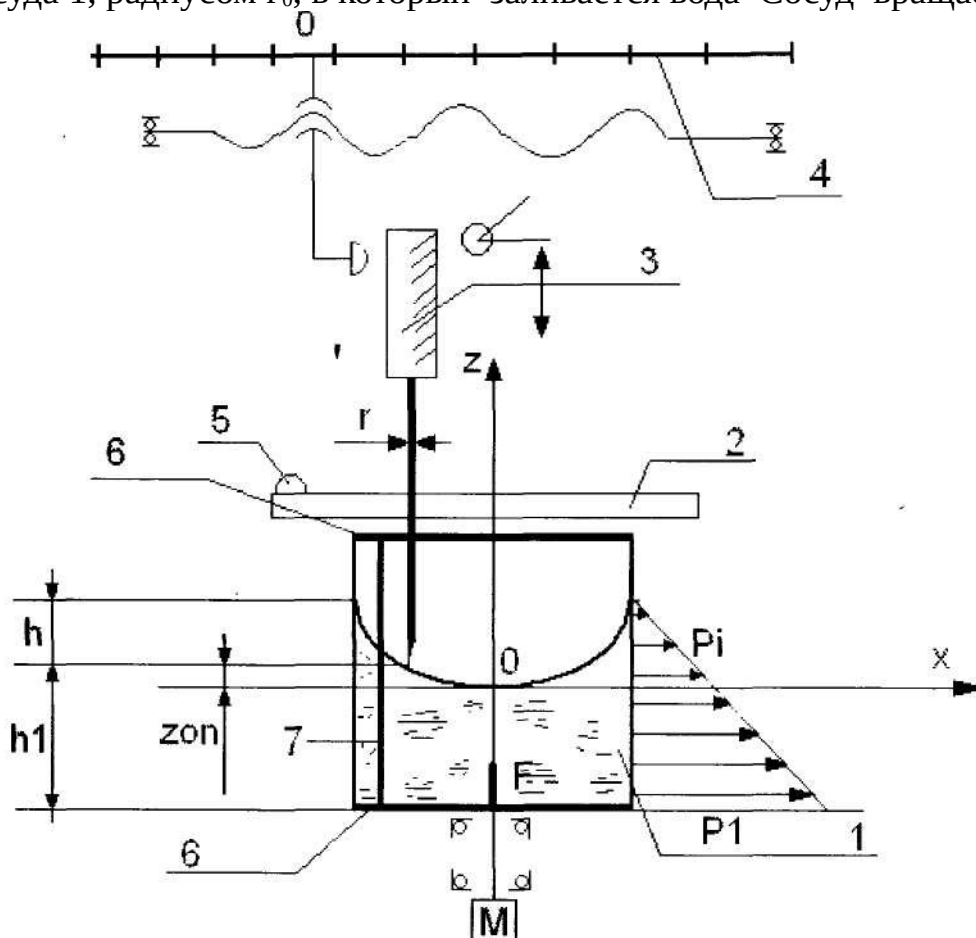


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки

вокруг вертикальной оси, с постоянной угловой скоростью. Над сосудом в специальной подставке 2, установлен игольчатый уровнемер 3.

Который может передвигаться и горизонтальных положениях. Нулевое положение давления шкалы абсцисс 4, находящейся на подставке 2, соответствует положению иглы по оси вращающегося сосуда. Игольчатым уровнемером определяются координаты отдельных точек свободной поверхности вращающейся жидкости в меридиональном сечении. Момент касания иглой свободной поверхности жидкости, фиксируется неоновой лампочкой 5, включенной последовательно в электроцепь - жидкость - игольчатый уровнемер, для визуального определения частоты вращения сосуда. В верхнем кольце обоймы 6 имеется контакт 7, который замыкает электроцепь на сдвинутый в сторону стенки сосуда игольчатый уровнемер один раз за один оборот сосуда. Частоту вращения сосуда можно измерить также тахометром.

Для определения координат точек свободной поверхности или уровня жидкости, в практике лабораторных измерений широко применяется игольчатые уровнемеры.

Игольчатый уровнемер (рис.3) состоит из соответственно иглы 1, закрепленной на конце штанги 3, вдоль которой нанесена миллиметровая шкала 4. На той же штанге закреплена зубчатая рейка 10. Штанга при помощи подъемного винта 6, с которым соединено зубчатое колесо, может перемещаться вверх и вниз в специальной обойме 2. В ней прорезано прямоугольное окошко, на одной из вертикальных сторон имеется нониус 5. Нониус позволяет делать отсчеты по шкале с точностью до 0,1 мм.

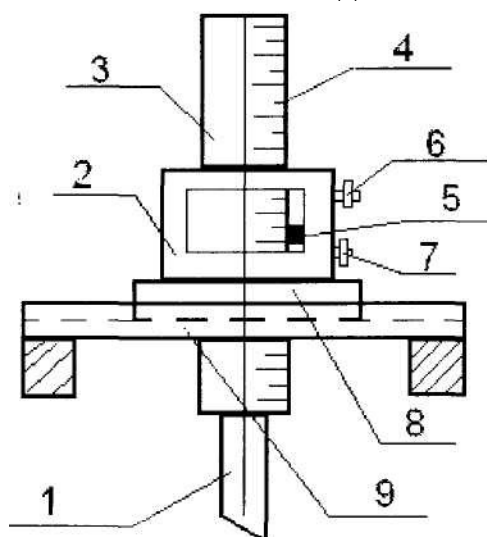


Рисунок 3. Игольчатый уровнемер

Для предупреждения смещения штанги в момент отсчетов в обойме имеется стопорный винт. Обойма 2 крепится к подставке 8, которая может перемещаться вдоль направления рамки давления. Рамка имеет специальную подставку или кладется на борта лотка (сосуда).



Для определения глубины жидкости в сосуде или лотке с помощью игольчатого уровнемера поступают следующим образом. Вращением подъемного винта осторожно опускают штангу до соприкосновения острия иглы с дном сосуда. По шкале с помощью нониуса делается отсчет с точностью до 0,1 мм. Затем поднимают штангу вверх до выхода иглы из жидкости и снова медленно опускают ее до соприкосновения острия иглы со свободной - поверхностью жидкости. Закрепляют штангу в этом положении, по шкале производят отсчет. Разность отсчетов, соответствующих первому и второму положению иглы, дает глубину жидкости в сосуде. Следует иметь в виду, что при тщательной наводке иглы, в случае спокойной свободной поверхности жидкости, ошибка в измерениях не превышает 0,1 мм, т.е. не превышает точности отсчета по нониусу.

### Порядок выполнения работы

1 Включением электродвигателя в сеть, сосуд с жидкостью приводят во вращение. Выжидают некоторое время, пока жидкость в сосуде не придет в состояние относительного равновесия. О чем можно судить по стабилизации свободной поверхности.

2 Тахометром или наблюдением за числом вспышек неоновой лампочки, в определенный промежуток времени, определяют частоту вращающегося сосуда.

3 На свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении выбирают ряд точек, количество которых зависит от диаметра сосуда и кривизны свободной поверхности: их абсцисса  $r$  – кратчайшее расстояние от оси вращения сосуда.

4 Игольчатым уровнемером определяют отметку  $u$  в выбранных точках кривой свободной поверхности жидкости в сосуде. Данные измерения заносят в соответствующие графы таблицы 1.

Таблица 1. Результаты измерений

№ точки	Отсчет по горизонтальной шкале в см	Отсчет по нониусу в см

### Обработка опытных данных

1 По найденной частоте вращения  $n$  сосуда подсчитывают угловую скорость  $w$  вращения:

2 Вычисляют теоретические  $Z_m = \pi n^2 / 30$  ординаты кривой свободной поверхности жидкости в сосуде по формуле:

$$Z_m = w^2 r^2 / 2g,$$

$r$  - радиус вращения точки.

3. По разности отметок точки свободной поверхности жидкости и вершины параболоида, принятой за нулевую точку системы координат, определяют экспериментальные значения ординат свободной поверхности в сосуде.

4. Процент отклонения экспериментальных значений ординат свободной поверхности от теоретических определяют по выражениям:

$(Z_{он}/Z_T - 1) \times 100\%$ , все вычисленные значения заносят в таблицу 2, в соответствующие графы.

Таблица 2. Результаты вычислений

№ точки	r, м	Z, м		
		$(Z_P - Z_{он})/Z_{оИ} \times 100\%$		
		По опытам $Z_{он}$	По расчетам $Z_P$	

5 По данным измерений и вычислений вычерчивается экспериментальная и теоретическая кривая свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении сосуда.

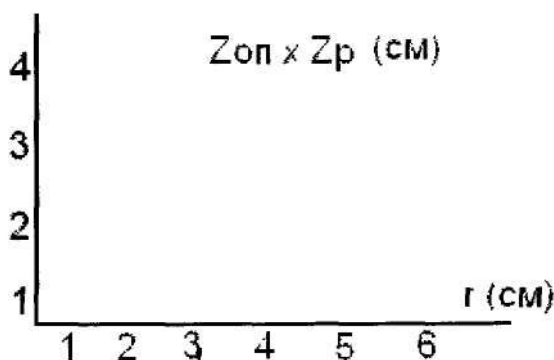


Рисунок 4. Графики кривой свободной поверхности равномерно вращающейся жидкости.

Сравнение этих кривых позволяет судить о том, на сколько экспериментальная кривая свободной поверхности жидкости в сосуде близка к теоретической кривой, т.е. к параболе.

## Лабораторная работа №3

### Применение уравнения Бернулли к анализу потока жидкости

**Цель работы:** Ознакомление с методикой экспериментального построения линий полного и пьезометрического напоров и определение пьезометрического и гидравлического уклонов для произвольного трубопровода.

Уравнение Бернулли является выражением закона сохранения энергии применительно к потоку жидкости, связывающим кинетическую  $E_k = \frac{mv^2}{2}$ , потенциальную энергию положения  $E_p = mgh$  и потенциальную энергию давления  $pV$  жидкой частицы массой  $m$  в двух ее положениях и работой сил сопротивления ( $mgh_{ном}$ ). В совокупности с законом сохранения массы, который применительно к потоку жидкости принимает вид уравнения неразрывности (постоянства массового расхода)

$$Q_m = \dot{m} = \rho v S = \text{const},$$

уравнение Бернулли является одним из основных уравнений гидромеханики.

Для установившегося потока несжимаемой жидкости в поле сил тяжести уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}1-2}$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – высоты положения центров тяжести сечений 1-1 и 2-2 относительно произвольной плоскости сравнения 0-0

$p_1$  и  $p_2$  – избыточное статическое давление в сечениях 1-1 и 2-2;

$\rho$  – плотность жидкости;

$g$  – ускорение свободного падения;

$v_1$  и  $v_2$  – средние скорости потока в сечениях 1-1 и 2-2;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты Кориолиса – кинетической энергии для сечений 1-1 и 2-2.

Коэффициенты кинетической энергии представляют собой отношение действительной кинетической энергии потока, вычисленной по местным скоростям, к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости. При турбулентном режиме течения  $\alpha = 1,1$  и во многих случаях (например, при расчете трубопроводов) практически можно полагать  $\alpha = 1$ .

Трехчлен  $z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{v^2}{2g} = H$  называется *полным напором* потока в соответствующем сечении и представляет собой удельную, отнесенную к единице веса, механическую энергию, проносимую потоком через это сечение (в гидравлике под *напором* понимают удельную по весу энергию жидкости, Дж/Н = м).

Двучлен  $z + \frac{p}{\rho g}$  называется *потенциальным напором* и представляет собой полную удельную потенциальную энергию.

Слагаемые напора:  $z$  – *геометрический напор* (геометрическая высота);

$\frac{p}{\rho g}$  – напор давления [Чугаев Р.Р.] (*пъезометрическая высота*);

$\alpha \frac{v^2}{2g}$  – *динамический (скоростной) напор* (динамическая высота)

представляют собой соответственно удельную (отнесенную к единице веса) потенциальную энергию положения, удельную потенциальную энергию давления (возможную работу сил давления) и удельную кинетическую энергию потока в данном сечении.

Согласно **Бернулли**, для *идеальной* (невязкой) жидкости ( $\mu = 0$ ,  $\alpha = 1$ ) *полный напор* (полная удельная по весу энергия жидкости) вдоль потока *остаётся постоянным*

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const.}$$

Слагаемое  $h_{\text{пот}}$  (потери напора) представляет собой уменьшение удельной механической энергии реального потока на участке между сечениями 1-1 и 2-2, происходящее в результате работы сил внутреннего трения, сопровождающейся переходом механической энергии потока во внутреннюю энергию. Таким образом, уравнение Бернулли свидетельствует о том, что по длине потока в *случае роста давления* (расширения канала) *скорость потока уменьшается* и, наоборот – с *увеличением скорости потока уменьшается давление*.

Для характеристик относительного изменения полного напора на единицу длины трубопровода вводится понятие о так называемом *гидравлическом уклоне*. Среднее значение гидравлического уклона на участке между сечениями 1-2 определяются как величина потери полного напора на единицу длины участка:

$$i = \frac{h_{\text{ном}1-2}}{l_{1-2}} = \frac{H_1 - H_2}{l_{1-2}}$$

*Гидравлический уклон* – величина *безразмерная* и в общем случае переменная. Понятие об уклоне можно ввести и для *пъезометрической линии*. Средний *пъезометрический уклон* тогда определится по формуле:

$$i_{\text{ср.пъез.}} = \frac{(z_1 + p_1 / \rho g) - (z_2 + p_2 / \rho g)}{l_{1-2}}$$

*Пъезометрический уклон* может быть *положительным*, *равным нулю* и *отрицательным*.

## Описание лабораторной установки

Установка для анализа потока с помощью уравнения Бернулли (в соответствии с рисунком 3) состоит из напорного бака 1 со сливной трубой 2, трубопровода 3 с участками различного поперечного сечения. Расход воды регулируется двумя вентилями 4 и 5. Вытекающая из трубопровода вода направляется либо в мерную емкость 6, либо на слив в канализацию с помощью шланга 7. В напорный бак вода поступает через вентиль 8. Для измерения пьезометрического напора установлены пьезометры.

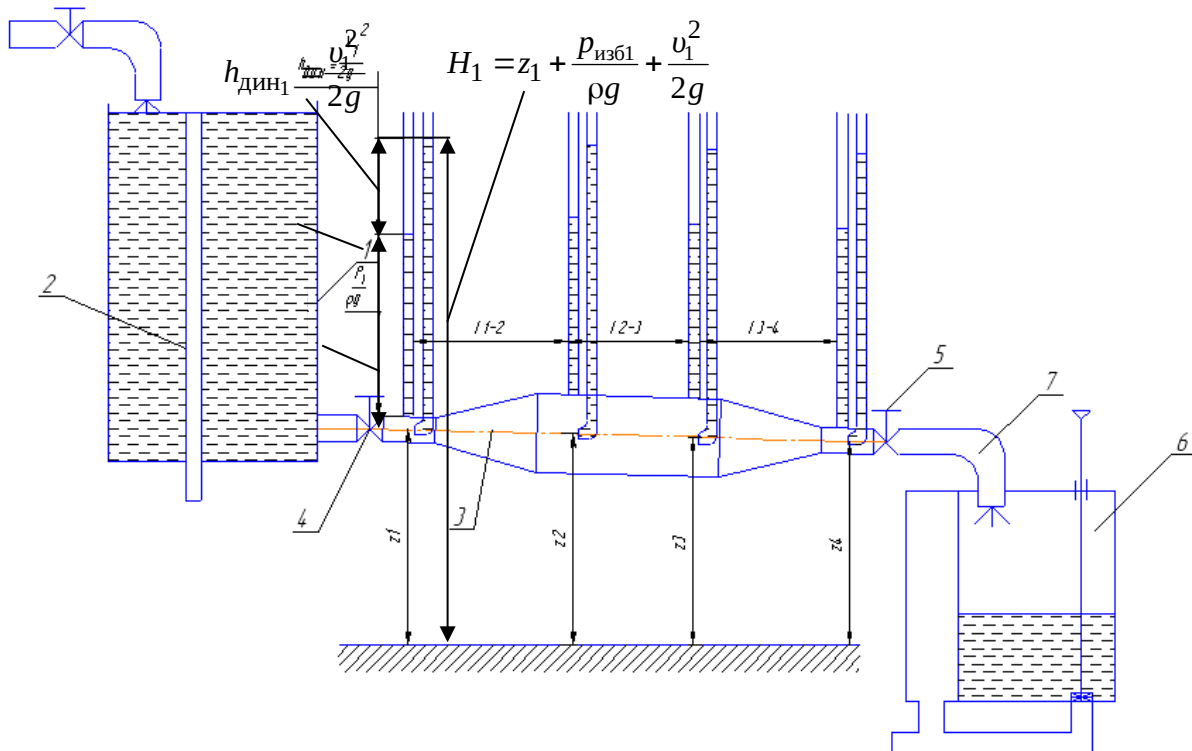


Рисунок 1

## Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с приборами и устройством лабораторной установки.
2. Открыть вентиль 4 (вентиль открывается лаборантом) и при закрытом вентиле 5 убедиться в равенстве показаний каждой пары пьезометров на соответствующем участке трубопровода, при необходимости ввести поправку.
3. Направить шланг 7 на слив в канализацию и открыть вентиль 5 (вентиль 4 должен быть полностью открыт). После того, как уровень воды в пьезометрах станет изменяться, можно приступать к замерам.
4. Направить шланг в мерную емкость 6 и одновременно включить секундомер. Остановить секундомер после заполнения мерной емкости объемом  $V$  и записать время  $t$ .

5. Измерить пьезометрические высоты  $p/\rho g$  в каждом мерном сечении с помощью пьезометров.
6. Записать координаты  $Z_i$  положения центров сечения трубы, диаметры  $d_i$  и длину участков трубы  $l_i$ .
7. Обработать результаты измерений. При этом вычислить:
  - а) объемный расход  $Q$ , м<sup>3</sup>/с по формуле

$$Q = \frac{V}{t}$$

$V$  – объем воды в мерной емкости, м<sup>3</sup>;

$t$  – время заполнения мерной емкости, с ;

- б) среднюю скорость потока в соответствующем сечении трубопровода по формуле:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

- в) динамический напор в каждом сечении по формуле:

$$h_{дин} = \frac{v^2}{2g}$$

- г) полный напор  $H_i$  в каждом сечении:

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g}$$

- д) потерю напора на каждом участке трубопровода как разность полных напоров в двух смежных сечениях:

$$h_{ном i - (i+1)} = H_i - H_{i+1}$$

- е) полную потерю напора на участке 1-4

- ж) пьезометрический уклон для каждого участка по формуле:

$$i_{ср.пьез.} = \frac{(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}) - (z_2 + \frac{p_2}{\rho g})}{l_{1-2}}$$

- з) гидравлический уклон для каждого участка по формуле:

$$i = \frac{h_{ном 1-2}}{l_{1-2}} = \frac{H_1 - H_2}{l_{1-2}}$$

8. Построить непосредственно на схеме установки в соответствующем масштабе линии пьезометрического и полного напоров.
9. Данные измерений и расчетов занести в таблицу 1.

### Отчет о работе

Должен содержать наименование и цель работы, краткое описание методики экспериментального построения линий полного и пьезометрического напоров, схему лабораторной установки вместе с линиями полного и пьезометрического напоров, таблицу и необходимые расчеты.

Таблица 1 – Опытные данные и результаты расчёта

Номер сечения $i$	1	2	3	4
Пьезометрическая высота $P_{из i}/\gamma$ , м	1,89	2,0	1,99	1,71
Координата центра сечения трубы $Z_i$ , м	0,50	0,46	0,40 0,35	
Потенциальный напор $H_{пi} = P_{из i}/\gamma + z_i$				
Диаметр трубы $d_i$ , м	0,02	0,03	0,03	0,02
Площадь сечения трубы $S_i$ , м				
Средняя скорость потока $V_i$ , м/с				
Полный напор $H_i$ , м Динамический напор $h_{дин}$ , м				
Номер участка трубы $n$	1-2	2-3	3-4	
Длина участка трубы $l_n$ , м	0,6	1	0,6	
Время заполнения емкости $t = 7$ с. Объем жидкости в мерной емкости $V = 5$ л. Объемный расход $Q = V/t$ , м <sup>3</sup> /с.				

### Контрольные вопросы

- 1 Геометрическая и энергетическая интерпретация членов, входящих в уравнение Бернулли.
- 2 Что такое гидравлический и пьезометрический уклоны?
- 3 Как строятся линии полного и пьезометрического напоров?
- 4 Как измерить динамический напор?
- 5 Как изменяется полный напор по длине трубы?
- 6 Как изменяются скорость и давление жидкости в зависимости от диаметра трубы?

### Лабораторная работа № 3

#### Энергетический анализ потока жидкости

##### Цель работы

Ознакомление с методикой экспериментального построения линий полного и пьезометрических напоров и определение пьезометрического и гидравлического уклонов для произвольного трубопровода, (построение пьезометрической и напорной линий трубопровода переменного сечения).

##### Вводная часть

**Уравнение Бернулли.** Уравнение баланса удельной энергии потока реальной жидкости при установившемся движении принято называть, уравнением Бернулли, которое имеет вид:

$$Z_1 + P_1/\gamma + \alpha_1 V_1^2/2g = Z_2 + P_2/\gamma + \alpha_2 V_2^2/2g + h_{тр.}$$

Здесь индексами 1 и 2 обозначаются<sup>1</sup> величины, относящиеся соответственно к живому сечению потока 1-1, 2-2, взятому ниже по течению. Каждое из указанных сечений должно выбираться на тех участках потока: в пределах которых имеет место плавно изменяющееся движения. В этом случае для различных точек данного живого сечения величины  $Z$  и  $P/\gamma$  имеют разные значения, однако, сумма их постоянна.

$$(Z + P/\gamma) = \text{const.}$$

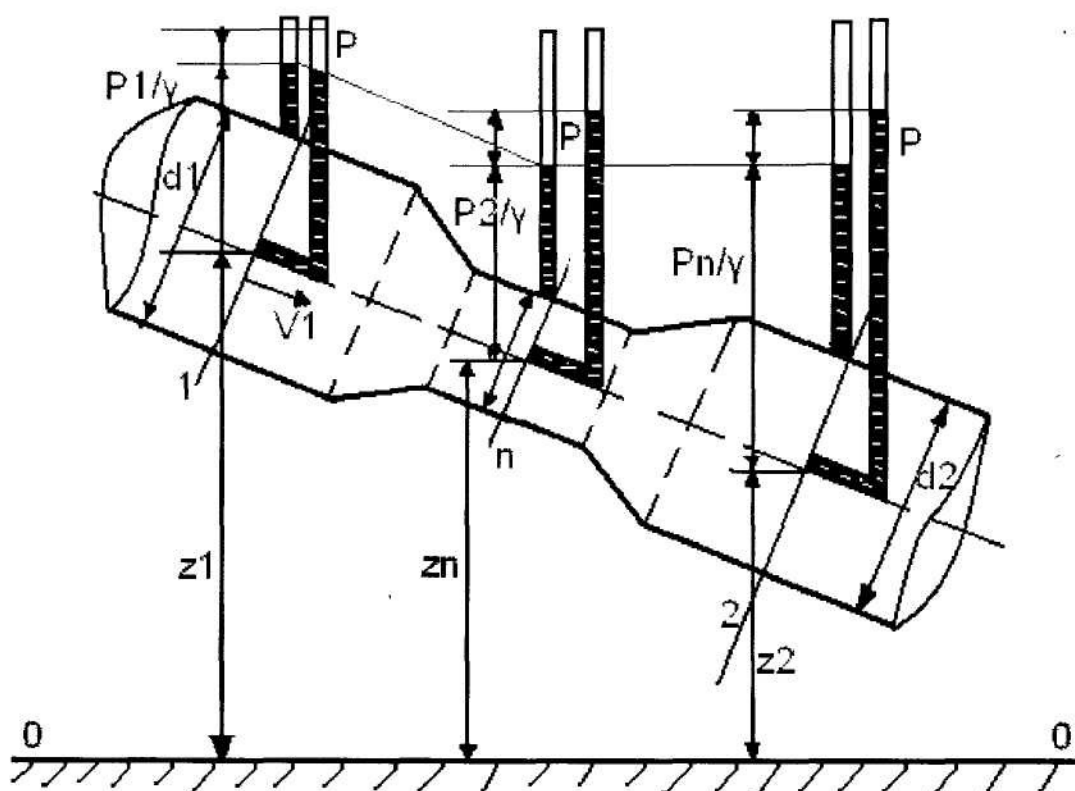


Рисунок 1

Если рассмотреть сумму слагаемых  $(Z + P/\gamma)$  в процентах тяжести рассматриваемых живых сечениях потока, тогда:

Первый член уравнения ( $Z$ ) определяет высоту положения центра тяжести живого сечения потока над произвольной горизонтальной плоскостью отсчета  $O - O$  (рис.1) и называется геометрической высотой или геометрическим напором.

Второй член уравнения ( $P/\gamma$ ) представляет собой высоту такого столба жидкости, который соответствует гидродинамическому давлению в центре тяжести живого сечения потока. И называется пьезометрической высотой или пьезометрическим напором.

Сумма геометрической и пьезометрической высот определяет потенциальный напор  $H$  ( $H = Z + P/\gamma$ ), являющейся мерой удельной



потенциальной энергии.

Третий член уравнения ( $\alpha V^2 / 2g$ ), называется скоростной высотой или скоростным напором и является мерой удельной кинетической энергии, где

$V$  - средняя скорость в живом сечении потока,

$\alpha$  - коэффициент Кориолиса, равный отношению кинетической энергии в сечении потока, вычисленной по действительным скоростям, к кинетической энергии в том же сечении, вычисленной по средней скорости  $V$ .

Коэффициент всегда больше единицы, однако во многих случаях (например, при расчете трубопроводов) при турбулентном движении для упрощения расчетов принимают:  $\alpha = 1$ .

Сумма трех членов уравнения Бернулли: ( $Z + P/\gamma + \alpha V^2 / 2g = H$ ).

Определяют полный напор, величина которого характеризует полную удельную энергию в сечении потока: наконец член  $h_{ip}$  выражает потерю напора или энергии при движении жидкости на всем участке между рассматриваемыми сечениями потока.

$h$  это часть механической энергии, обусловленная работой сил трения, которая переходит в тепловую энергию и рассеивается.

### Описание лабораторной установки

Установка для анализа потока жидкости с помощью уравнения Бернулли состоит из напорного бака 2 (рис.2) со сливной трубой 4, трубопровода 8, с участками различного сечения, расходы воды регулируется вентилем 5. Вытекающая вода из трубопровода направляется в водооборотный бассейн 1. В напорный бак 2 вода поступает через насос и трубопровод 9. Для замера пьезометрического и скоростного напоров установлены пьезометры и трубки Пито для измерения давления и скоростного напора соответственно.

1 - водооборотный бассейн,

2 - напорный бак,

3 - насос,

4 - холостой слив,

5 - вентиль,

6 - пьезометр,

7 - трубки Пито,

8 - трубопровод с различными поперечными сечениями.

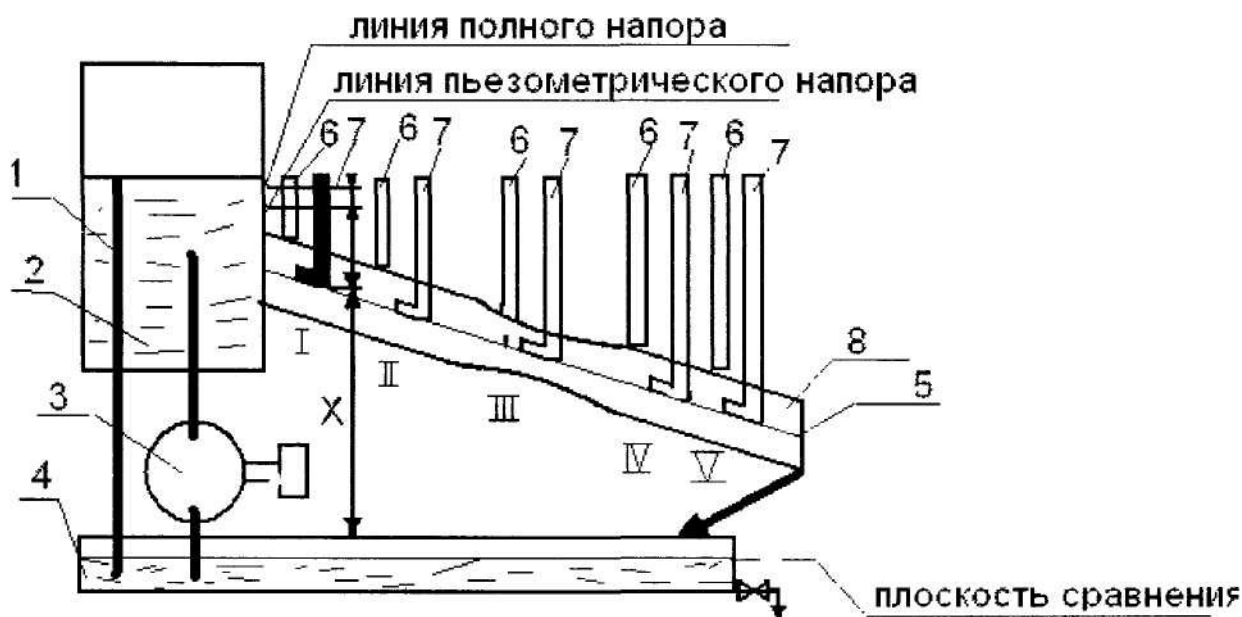


Рисунок 2

$$S_1 = S_2 = S_4 = 3 \times 10^{-4} \text{ м}^2, S_3 = 1 \times 10^4, \rho = 1000 \text{ кг/м}^3, \alpha = 1 - 1,05.$$

### Порядок выполнения работы

1. До начала работы необходимо убедиться в том, что в пьезометрах отсутствует воздух, для чего показания всех пьезометров и трубок Пито сравнивают между собой. Если в них нет воздуха, и вода в трубопроводе не движется, уровни в пьезометрах должны быть на одной и той же высоте (по закону сообщающихся сосудов). Если же уровни воды в пьезометре разные, то необходимо удалить из них воздух.

2. Включается насос в работу 3, подающий воду из водооборотного бассейна 1 в напорный бак 2.

3. После заполнения напорного бака (о чем свидетельствует начавшийся сброс воды через холостой слив 4) открывается вентиль 5, и в трубопроводе устанавливается некоторый постоянный на протяжении всего опыта расхода  $Q$ . В процессе опыта нельзя изменить открытие вентиля 5.

4. Снимаются показания пьезометров 6 трубок Пито 7 установленных на проводе 8. При этом следует иметь в виду, что уровни воды в пьезометрах колеблются иногда довольно значительно это свидетельствует о наличии в трубопроводе турбулентного режима движения, при котором имеет место пульсация скоростей, а значит, и давления. Поэтому во избежание грубых ошибок при снятии показаний стеклянных трубок необходимо фиксировать среднее положение уровня воды в них

Отчеты по трубкам заносят в таблицу 1.

### Обработка опытных данных

1. По замеренному расходу  $Q$  с помощью формулы определяют:  $V = Q/S$ , где  $S$  - площадь живых сечений трубопровода ( $\text{м}^2$ );

Q - расход жидкости (м<sup>3</sup>/с).

Подсчитывают средние скорости движения во всех сечениях трубопровода, а затем скоростные напоры (удельная кинетическая энергия).

$$\alpha V^2 / 2g.$$

2. По показаниям пьезометров и значениям скоростных напоров подсчитывают полную удельную энергию в сечениях:

$$H_p = Z + P/\gamma + \alpha V^2 / 2g,$$

где H<sub>p</sub> - расчетный напор.

3. По разностям полных удельных энергий в сечениях определяют потери энергии (напора) h<sub>тр</sub> между ними.

4. По показаниям пьезометров на схему трубопровода, вычерченную на миллиметровой бумаге, наносят в определенном масштабе пьезометрическую линию.

5. По вычисленным значениям полной удельной энергии таким же образом наносят напорную линию. Для большей наглядности линии рекомендуется показывать разными цветами.

Таблица 1

п/п	Контрольное сечение	1	2	3	4	5
1	Геодезический напор Z, м					
2	Пьезометрический напор, м					
3	Полный напор H, м	По опытам				
		По расчетам				
4	Скорость жидкости V, м/с					
5	Скоростной напор V <sup>2</sup> /2g, м					
6	Мощность потока N = HgQ, Вт «					
7	Потери напора h=N-N, м					
8	Потери мощности N=N-N, Вт					

## Лабораторная работа № 4

### Изучение конструкции роторных насосов

#### Цель работы

- 1 Ознакомление с конструкцией и принципом действия наиболее часто применяемых в гидросистемах роторных насосов – роторно-поршневых, пластинчатых и шестерных;
- 2 Определение рабочего объема роторных насосов по данным измерений отдельных их элементов.

#### Вводная часть

К роторным относятся объемные насосы, в которых вытеснение из переменных рабочих камер осуществляется в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей. Рабочая камера насоса представляет собой замкнутое пространство, попеременно сообщаемое с всасывающей и напорной плоскостями. При сообщении рабочей камеры с всасывающей плоскостью ее объем непрерывно увеличивается, что приводит к уменьшению давления и притоку в нее жидкости, при сообщении с напорной плоскостью ее объем уменьшается, в результате чего жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, рабочий процесс роторных насосов состоит из заполнения рабочих камер жидкостью, замыкания рабочих камер, переноса их и вытеснения жидкости из рабочих камер. Изменения объема рабочих камер происходит вследствие перемещения их и вытеснителей.

Роторный насос состоит из неподвижного статора, вращающегося ротора и вытеснителей. По характеру движения вытеснителей насосы делятся на роторно-вращательные и роторно-поступательные. К роторно-вращательным относятся шестерные и винтовые насосы, а к роторно-поступательным – пластинчатые (шиберные) и роторно-поршневые.

#### Роторно-поршневые насосы

Рабочие камеры роторно-поршневых насосов выполнены в виде цилиндров внутри ротора, вытеснителями являются поршни или плунжеры. По расположению рабочих камер относительно оси вращения ротора насосы делятся на радиальные и аксиальные.

**В радиальном роторно-поршневом насосе** рабочие камеры и вытеснители расположены радиально относительно оси вращения ротора.

Радиально-поршневые гидромашины применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашины делятся на одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рисунке 1. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями – поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой – с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом. Поршни 9 вращаются вместе с ротором.

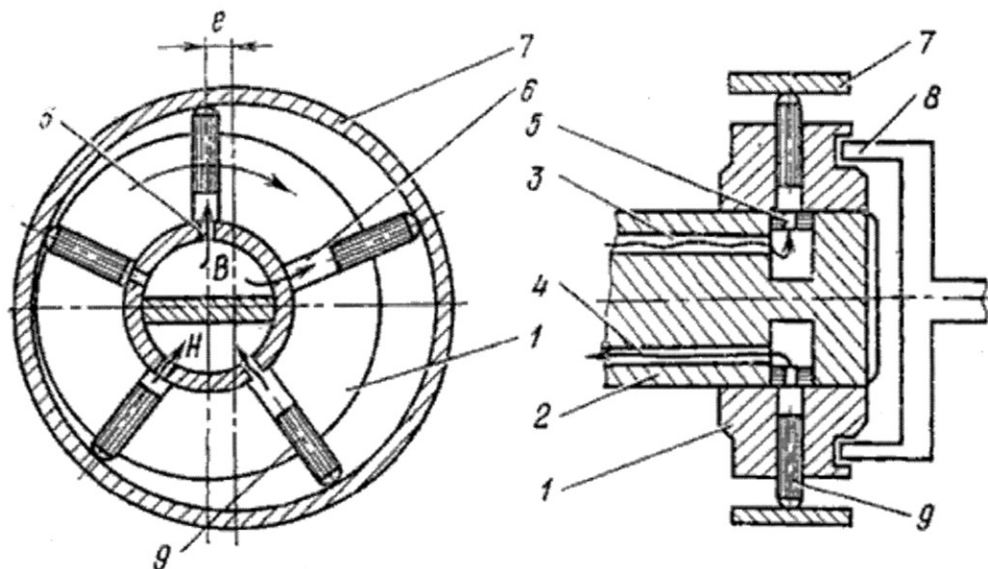


Рис. 1. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рис.1 стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Следует также отметить, что эти насосы однократного действия могут быть регулируемы. В регулируемом насосе изменение рабочего объема обеспечивается за счет смещения ротора 4 относительно корпуса 6, т. е. за счет изменения величины ( $e$ ).

Радиально-поршневые насосы применяются существенно реже, чем аксиально-поршневые. Их главное отличие от других роторных насосов заключается в том, что они выпускаются с большими рабочими объемами.

Рабочий объем соответствует идеальной подаче насоса за один оборот ротора и выражается формулой

$$V = (\pi d^2 / 2) e z,$$

где  $d$  – диаметр цилиндра;  $e$  – эксцентриситет ( $2e$  – ход поршня);  $Z$  – число цилиндров.

Подача радиально-поршневого насоса

$$Q = V \eta_0 = (\pi d^2 / 2) e z \eta_0,$$

где  $\eta_o$  – объёмный КПД.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего  $z = 7$  или  $z = 9$ ). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6. Подача радиально-поршневого насоса с кратностью действия  $i$  и числом рядов  $m$  подсчитывается по формуле

$$Q = (\pi d^2 / 4) h z i m \eta_o,$$

где  $h = 2e$  – ход поршней.

В формулу включена кратность работы  $i$ , так как радиально-поршневые насосы могут быть двух и многократного действия. Это обеспечивается за счет создания на внутренней поверхности корпуса специального профиля, благодаря которому каждый плунжер совершает два или более рабочих ходов за один оборот ротора.

**Аксиальные роторно-поршневые насосы** отличаются от радиальных тем, что поршни у них совершают возвратно-поступательное движение в направлении, параллельном или близко параллельном оси блока цилиндров. Они получили более широкое применение, чем радиально-поршневые насосы.

Аксиально-поршневые насосы являются наиболее технически совершенными из роторных. Они могут создавать высокие давления (до 30–45 МПа), работать в широком диапазоне изменения частоты вращения (500–5000 мин<sup>-1</sup>) и имеют высокие к.п.д. (до 0,90–0,92). Однако, они сложны в производстве (особенно регулируемые) и поэтому являются дорогими. Эти насосы выполняются с наклонным цилиндрическим блоком или шайбой.

На рисунке 2 в качестве примера дан разрез аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой, а на рисунке 3 а – схема насосной установки с аксиально-поршневым регулируемым насосом и простейшим регулятором подачи, которая на схеме гидропривода обычно обозначается как регулируемый насос (рис. 3 б).

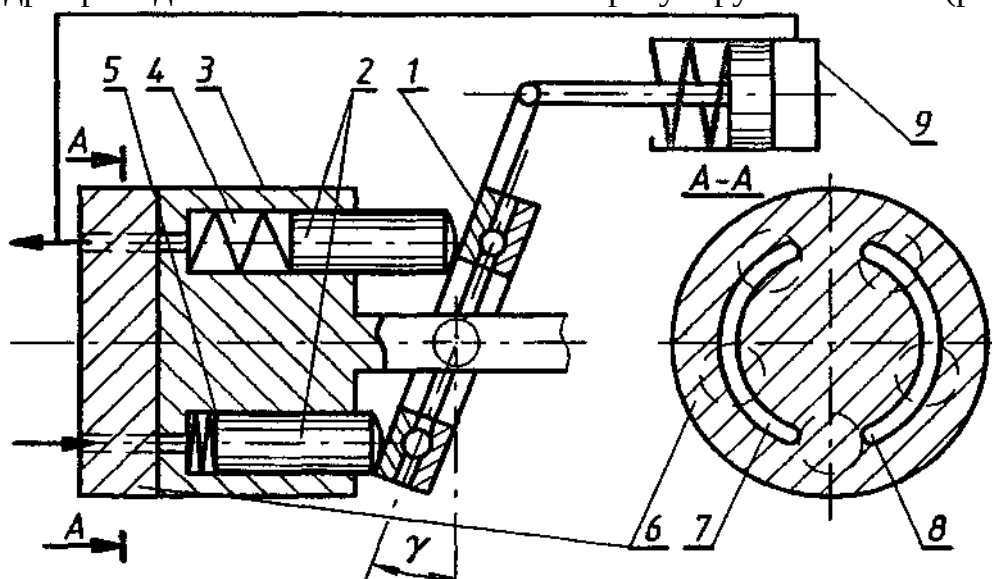


Рисунок 2 – Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой

Аксиально-поршневой насос (рис. 2) состоит из наклонной шайбой 1, на которую опираются основания плунжеров (поршней) 2. Плунжеры вращаются

вместе с блоком 3 и одновременно совершают возвратно-поступательные движения относительно него. При этом рабочие камеры 4 и 5 меняют свой объем от минимальной величины (поз.5 на рис. 2) до максимальной (поз.4) и обратно. Для соединения рабочих камер с трубопроводами служит неподвижный распределитель 6 с дугообразными окнами 7 и 8. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется с всасывающим трубопроводом через окно 7, а при уменьшении – с напорным через окно 8.

В такой насосной установке регулятор изменяет ее подачу за счет изменения рабочего объема насоса, поэтому всегда справедливо равенство  $Q_{ну} = Q_n$ .

На поршень регулятора 1, шток которого связан с наклонной шайбой (или наклонным блоком) аксиально-поршневого насоса 2, действуют сила пружины и сила давления жидкости (рис. 13 а). Если давление  $p_n \leq p_{p_{min}}$  (рис. 13 в), то сила предварительного поджатия пружины удерживает поршень в крайнем правом положении и  $\gamma = \gamma_{max}$ , а  $V_n = V_{n_{max}}$ . То есть характеристика насосной установки при этом соответствует характеристике объемного насоса с теоретической подачей  $Q_{T_{max}} = V_{n_{max}} n_n$ .

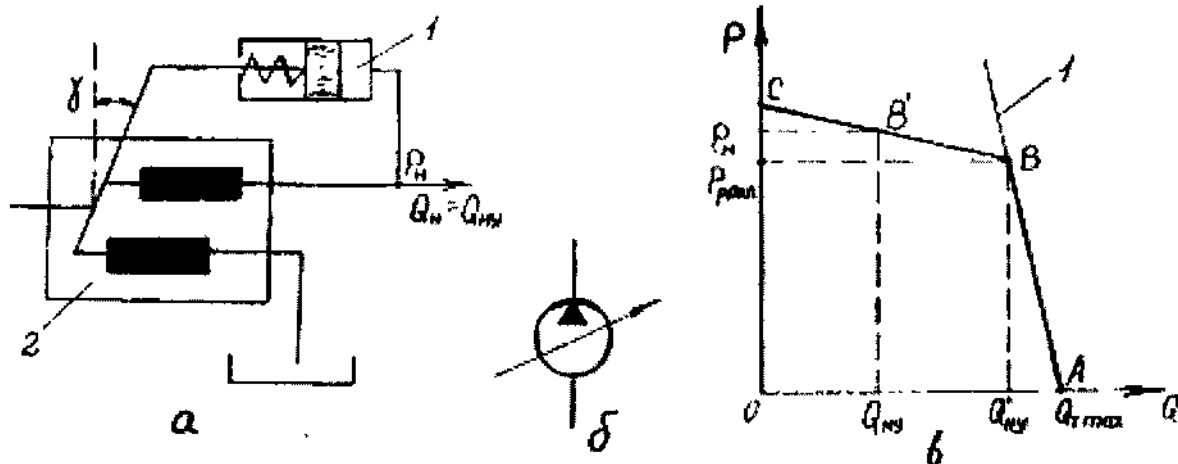


Рисунок 3 – Регулируемый насос с регулятором подачи

При  $p_n > p_{p_{min}}$  поршень под действием силы давления начинает перемещаться влево, уменьшая угол  $\gamma$ , и, следовательно, уменьшая рабочий объем насоса  $V_n$ . В результате уменьшается и подача насосной установки.

Уравнение характеристики насосной установки при  $p_n > p_{p_{min}}$  можно записать в виде

$$Q_{ну} = Q'_{ну} - K_p (p_n - p_{p_{min}}),$$

где  $K_p$  – постоянный коэффициент регулятора;

$Q'_{ну}$  – подача насосной установки при  $p_n = p_{p_{min}}$ .

Ход плунжеров 1 определяется углом наклона шайбы  $\gamma$  и равен  $D \operatorname{tg} \gamma$ . Рабочий объем определяется выражением:

$$V = (\pi d^2 / 4) D t g \gamma Z.$$

Аксиально - поршневой насос с наклонным цилиндрическим блоком отличается от насоса с наклонной шайбой тем, что ось вращения цилиндрического блока наклонена к оси вращения приводного вала. Передача момента вращения от приводного вала к цилиндрическому блоку осуществляется посредством кардана или через штоки поршней. На рисунке 3 приведена схема насоса с наклонным цилиндрическим блоком и безкарданной связью. Основными элементами насоса являются цилиндрический блок (ротор) 1, поршни 2, штоки 3, шарнирно укрепленные с поршнями 2 и шайбой 4, и которая жестко связана с ведущим валом 5.

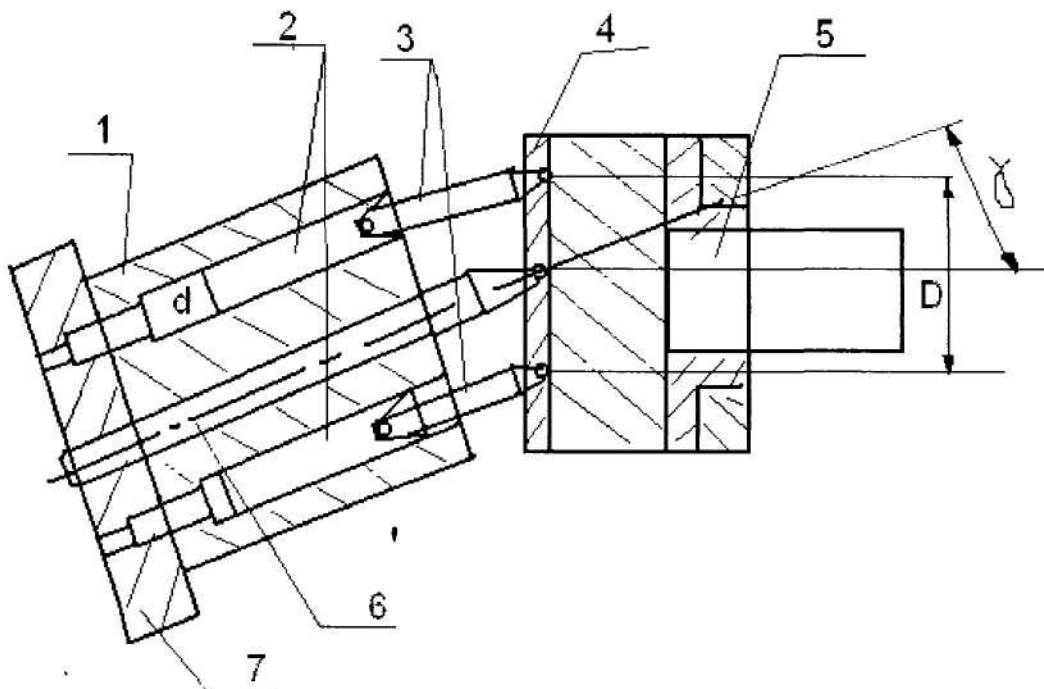


Рисунок 4

Распределение жидкости осуществляется, как и насосах с наклонной шайбой, посредством распределительного диска обеспечивается валом 6. Рабочий объем при числе цилиндров и их диаметре  $d$  определяется по зависимости:

$$V_0 = (\pi d^2 / 4) D \sin \gamma Z.$$

**Пластинчатые насосы** разделяются на насосы однократного и двукратного действия.

Пластинчатый насос однократного действия состоит из ротора 1 (рис. 5), в пазах которого размещены пластины 2, перемещающиеся радиально и вращающиеся вместе с ротором и статором 3. Ось вращения ротора смещена по отношению к оси симметрии статора 0 на величину эксцентриситета  $e$ . В статоре имеются окна 4 и 5, к которым подсоединены всасывающий и напорный трубопроводы. Длина дуги перемычки между окнами 4 и 5 принимается несколько больше углового шага между пластинами  $2\pi / Z$  ( $Z$  - число пластин).



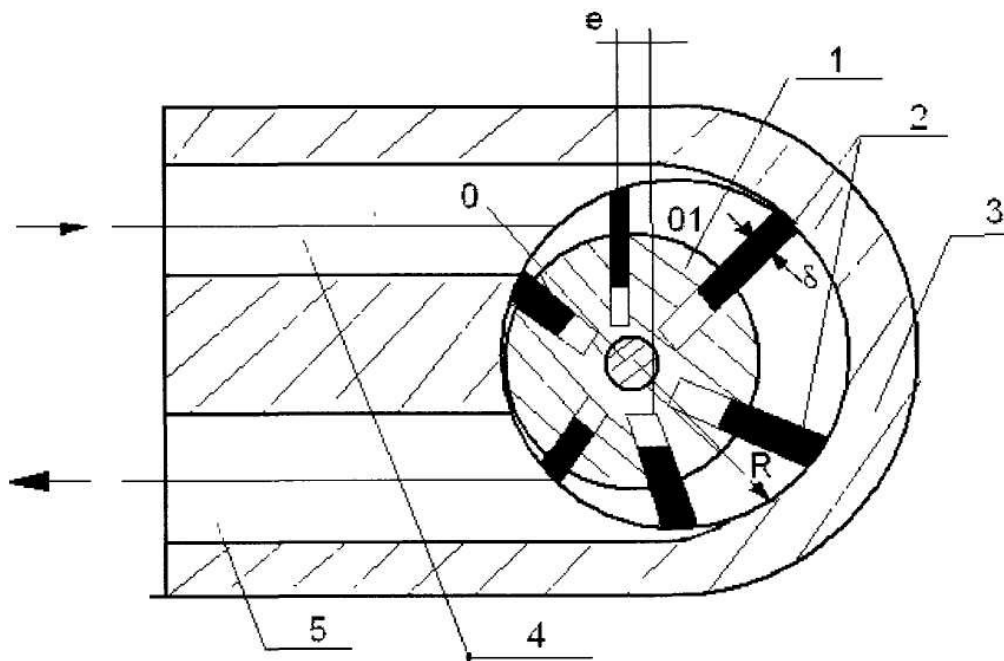


Рисунок 5

Рабочий объем рассматриваемого насоса равен разности между объемом кольца толщиной  $2e$ , шириной, равной ширине  $b$ , и радиусом средней окружности кольца, равным радиусу статора, и объемом, занимаемым пластинами, т.е.

$$V_0 = 2(\pi R - \delta Z) 2be,$$

где  $\delta$  - толщина пластины.

Пластинчатый насос двукратного действия состоит из цилиндрического ротора 1 (рис. 6) с пластинами 2, расположенными в пазах ротора и статора. Статорное кольцо 4 имеет специальную форму. В статоре имеются четыре окна. Окна 5 и 7, а также 6 и 8 попарно соединены со всасывающими и напорными трубопроводами. Участки статорного кольца, расположенные между окнами, описаны дугами окружностей радиусами  $r_1$  и  $r_2$  из центра ротора 0, а участки в пределах окон выполнены в виде плавных кривых. При такой форме поверхности статорного кольца величина объема жидкости, запертой между двумя пластинами, во время перемещения по перемычкам не изменяется.

Рабочий объем насоса определяется удвоенным объемом кольца, образованного радиусами  $r$  и  $R$ , шириной  $b$  ротора за вычетом объема, занимаемого выдвинутой частью пластин. Поэтому рабочий объем равен:

При реальном расположении пазов в роторе:

$$V_0 = 2[\pi(r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2)\delta Z] b.$$

При расположении пазов под углом к радиусу ротора

$$V_0 = 2[\pi(r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2) / \cos \delta Z] b.$$

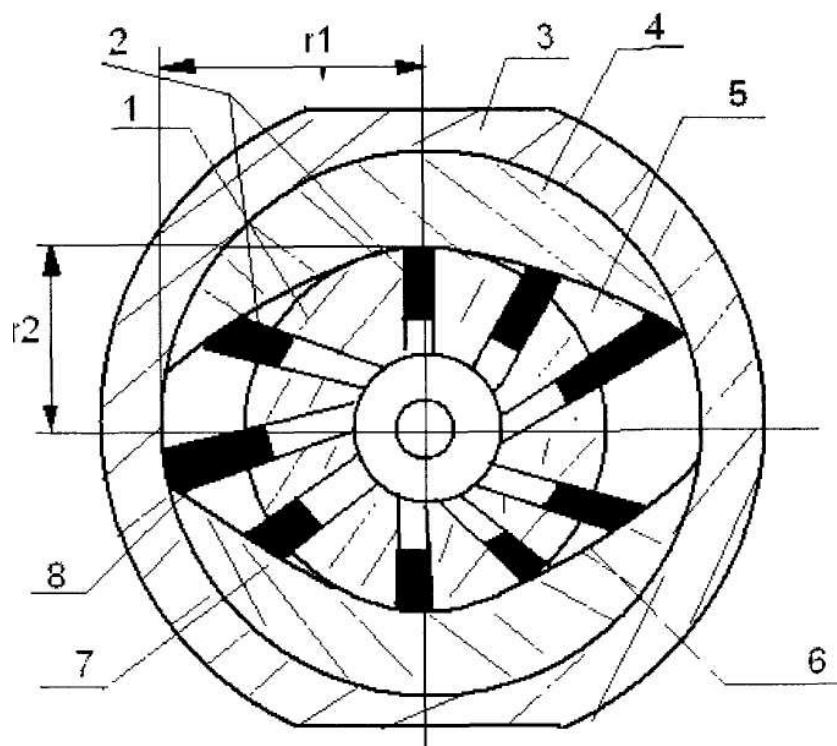


Рисунок 6

**Шестерные насосы** делятся на насосы с внешним и внутренним зацеплением.

*Насосы с внешним зацеплением* чаще всего выполняются в виде пары одинаковых шестерен 1 и 2, находящиеся в зацеплении и установленных в корпусе 3 с небольшими зазорами (рис. 7) 5, соединенные со всасывающей и напорными линиями. С торцевых сторон корпус замыкается боковыми дисками. Одна из шестерен является ведущей, а вторая - ведомой. При вращении шестерен со всасывающей полости зубья выходят из зацепления. Увеличение объема впадин между зубьями, которые являются рабочими камерами, обуславливает уменьшение давления в всасывающей полости и заполнение ее жидкостью. Перемещение рабочих камер приводит к замыканию их стенками камеры. Когда рабочие камеры переместятся в полость нагнетания, зубья шестерен входят в зацепление и вытесняют жидкость в напорную линию. За один оборот шестерен рабочий объем насоса с двумя одинаковыми шестернями в предположении, что объем зубьев равен объему впадин, можно определить как сумму объемов впадин обеих шестерен, что соответствует объему кольца, имеющего наружный диаметр, равный диаметру окружности и выступов шестерен толщиной, равной высоте зуба  $h$ , и шириной равной ширине шестерни  $B$ . Объем этого кольца можно выразить как произведение длины начальной окружности на площадь сечения этого кольца, т.е.

$$V_0 = \pi d h b,$$

где диаметр начальной окружности  $d = mZ$  и  $h = 2m$  (модуль зацепления).

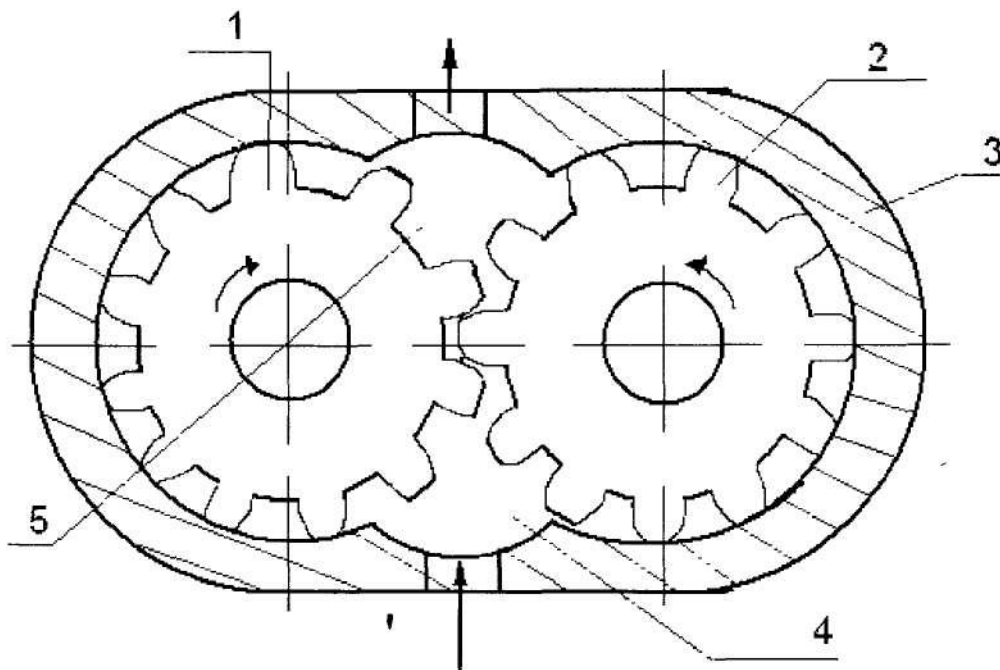


Рисунок 7

Тогда

$V_0 = 2\pi m^2 Z b$ , где  $Z$  - число зубьев шестерен. Однако поскольку у шестерни объем впадин между зубьями несколько больше объема самих зубьев, то уточненная формула для определения рабочего объема насоса имеет вид

$$V_0 = 7m^2 Z b.$$

### Порядок выполнения работы

- 1 Произвести разборку разных типов роторных насосов.
- 2 Выяснить назначение отдельных элементов, входящих в конструкцию насоса.
- 3 Измерить характерные размеры насоса, необходимые для вычисления его рабочего объема.
- 4 Собрать насос с закреплением отдельных элементов его.

### Обработка экспериментальных данных

По данным измерениям отдельных элементов насоса в зависимости от его конструкции на основании приведенных выше формул вычисляется рабочий объем насоса.

## Лабораторная работа № 5

### Испытание шестеренного насоса

**Цель работы.** Опытным путем получить напорную характеристику насоса объемного типа.

#### Общие сведения

Один из наиболее распространенных видов роторных гидромашин является шестеренный насос (рис. 1). Состоящий из двух сопряженных шестерен 1 и 2, заключенных в плотно облегающий корпус 3. При вращении шестерен в приемной полости насоса (отмечена буквой «П») зубья выходят из зацепления. Увеличение объема впадин между зубьями обуславливает уменьшение давления всасывающей полости. Межзубовые пространства заполняются рабочей жидкостью, которая затем по дугам окружностей переносится в отдающую полость насоса «О». Здесь жидкость выдавливается в опорную гидрولينию из-за входа сопряженных зубьев в межзубовое пространство.

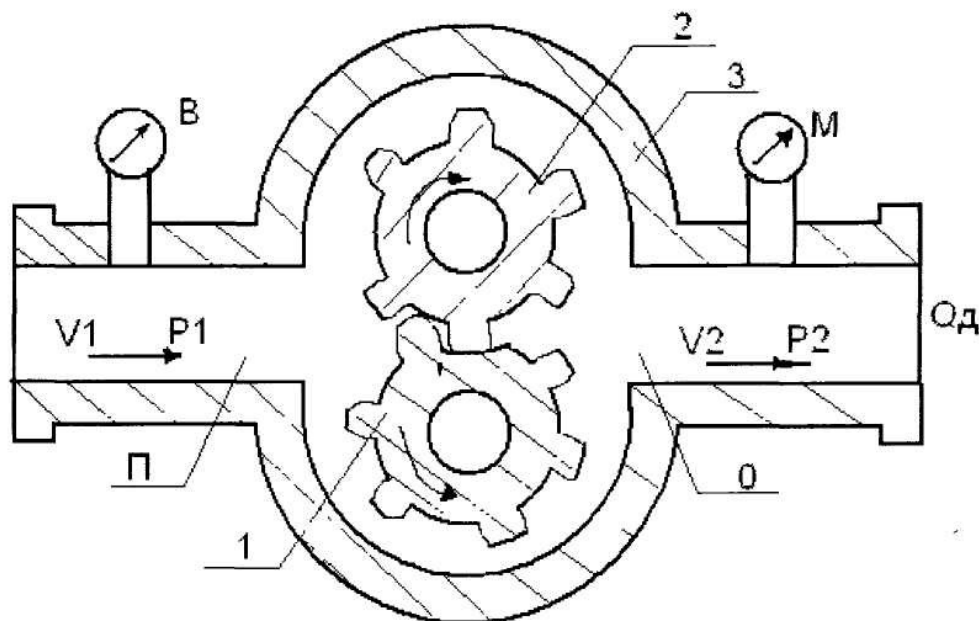


Рисунок 1.

Подачей насоса  $Q_a$  называется количество жидкости, поступающей из насоса в напорную трубу за единицу времени. Эта подача несколько меньше идеальной (теоретической) подачи насоса  $Q_d$  которая имела бы место, если бы весь геометрический объем, образующийся в результате выхода из зацепления зубьев заполнялся жидкостью, а затем вся жидкость попадала бы в напорный трубопровод.  $Q_a$  меньше  $Q_d$ , вследствие:

утечек жидкости из отдающей полости гидромашины через зазоры;

недозаполнения межзубовых пространств однофазной жидкостью; Сжимаемость рабочей жидкости при ее переносе в зону высокого давления.

Отличие действительной подачи  $Q_A$  от идеальной характеризуется коэффициентом подачи насоса (объемный КПД)

$$\eta = Q_d / Q_n$$

Рабочем объеме насоса объемного типа называется объем жидкости подаваемый насосом за один оборот его вала при отсутствии утечек и сжимаемости. Рабочий объем  $V_R$  связан с идеальной подачей насоса соотношением:

$$Q_n = v_p * n,$$

где  $n$ -частота вращения насоса.

Давление насоса  $P$  называется величина, определяемая зависимостью:

$$P = P_{вс} - P_n + (V_1 - V_2)/2 g + (Z_1 - Z_2),$$

где  $p_{вс}$  и  $p_n$ ,-давление на входе и выходе из насоса, Па;  $V_1$  и  $V_2$  – скорость жидкости на выходе и входе из насоса, м/с;  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $Z_1$  и  $Z_2$  – высота центра тяжести сечения на входе и на выходе из насоса, м.

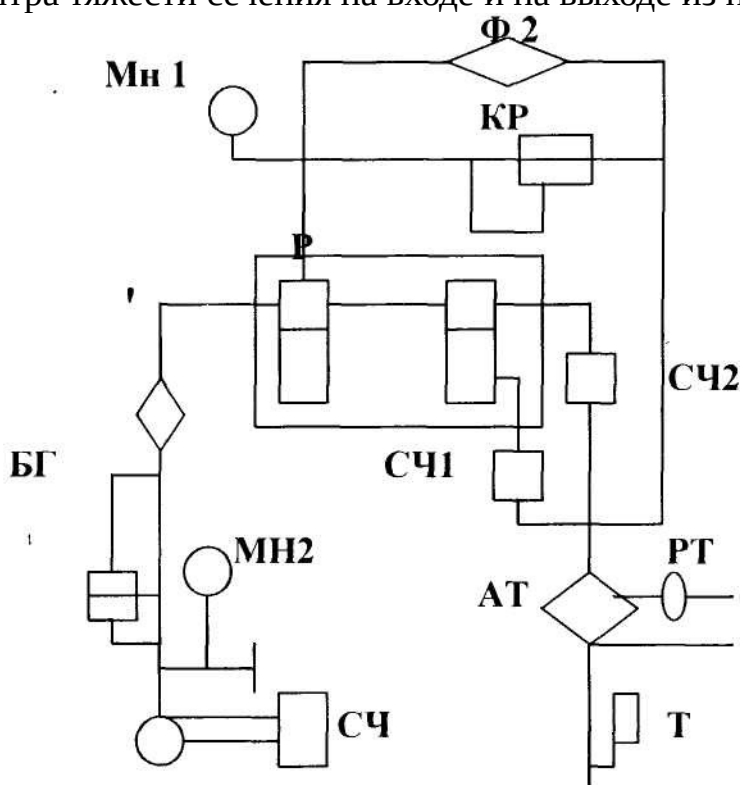


Рисунок 2

Принципиальная гидравлическая схема станда изображения на рис.2 установленный на стенде испытуемый насос забирает рабочую жидкость из гидробака Б по всасывающему трубопроводу насоса. Напорная полость насоса гибким шлангом высокого давления присоединяется к штуцеру станда на вход в блок гидравлический БГ, с дросселя ручного управления и предохранительным клапаном, ограничивающим максимальное давление. При помощи щелевого дросселя создается необходимая нагрузка для режима испытания. Манометр МН2 показывает давление, соответствующее степени открытия дросселя. Рабочая жидкость проходит очистку в фильтре грубой очистки Ф1. Краном Р, имеющее два переключателя, рабочая жидкость может быть направлена либо на тонкую очистку центробежным фильтром Ф2, либо на замер через один из двух счетчиков жидкости СЧ 1, СЧ2.

Редукционный клапан (КР) обеспечивает режим работы центробежного фильтра с давлением жидкости перед ним 0,6-0,65 МПа, контролируемый по манометру МН1. Рабочая жидкость в охлаждающем устройстве (АТ) охлаждается до температуры, заданной регулятором температуры РТ. Температура рабочей жидкости измеряется термометром Т.

Счетчики служат для измерения количества жидкости при определении объемной подачи насоса. Счетчик жидкости 16 ШЖ-40С-6 включают для измерения подачи насосов в пределах 0,42-2,4 м<sup>3</sup>/ч (7-40 л/мин).

Для защиты счетчиков жидкости от загрязнения рабочей жидкости в включение их разрешено после предварительной работы испытуемого насоса через центробежный фильтр.

Для подсчета оборотов вала насоса во время определения подачи насоса предусмотрен электронный импульсный счетчик оборотов ЭСО-5, на схеме (рис.3)-СЧ.

Расположение приборов и элементов управления показано на рис.3. На рисунке изображено исходное положение рукояток при пуске дроссель нагружения-9 «открыт», включена тонкая очистка - центробежный фильтр-8 и счетчик жидкости 7 для подач 2,4-7,2 м<sup>3</sup>/ч (40-120 л/мин).

#### **Указания по выполнению работы**

1. Ознакомиться с конструкцией стенда и правилами техники безопасности при проведении испытаний.

2. Занести в протокол испытаний технические данные испытуемого насоса и оборудования стенда.

3. Использовать в зависимости от марки насоса принадлежности, выдаваемое преподавателем.

4. Проверить положение рукояток управления перед включением стенда, согласно рис.3. Для испытания насосов НШ 50-2, НШ-67, НШ100-2 рукоятка 7 счетчиков жидкости должна быть в положение к подач в пределах 2,4-7,2 м<sup>3</sup>/ч (40-120 л/мин). Для испытания насосов НШ 10Е-2, НШ32-2 рукоятка 7 должна быть в положение подач в пределах 0,42-2,4 м<sup>3</sup>/ч (7-40 л/мин).

**ВНИМАНИЕ:** Во избежание выхода из счетчиков жидкости, их включение доступно после предварительной работы испытуемого насоса через центробежный фильтр.

Схема опытной установки.

$$g_d = Q_d / n, \text{ м}^3/\text{об.}$$

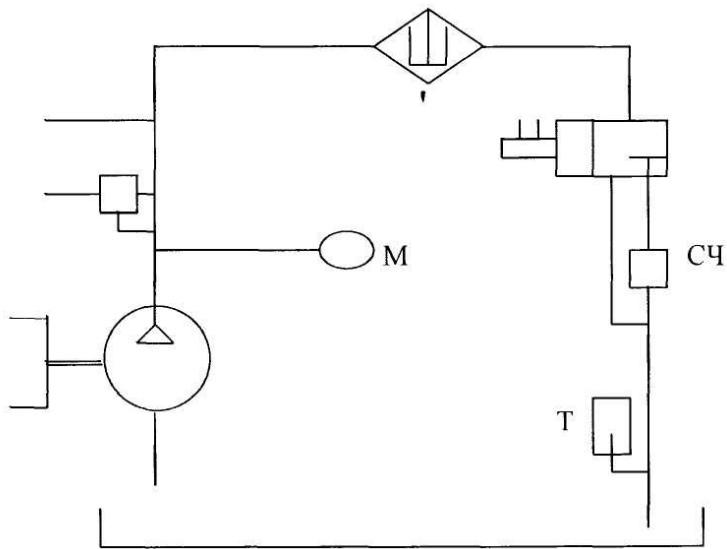


Рисунок 3

№ опыта	Объем жидкости по счетчику жидкости	Суммарное число оборотов вала насоса	$g_d$ , м <sup>3</sup> /об	$p_n$ , МПа	$p_{кл}$ , МПа	$N_o$ , %
1						
2						
7						

**Расположение приборов и элементов управления**

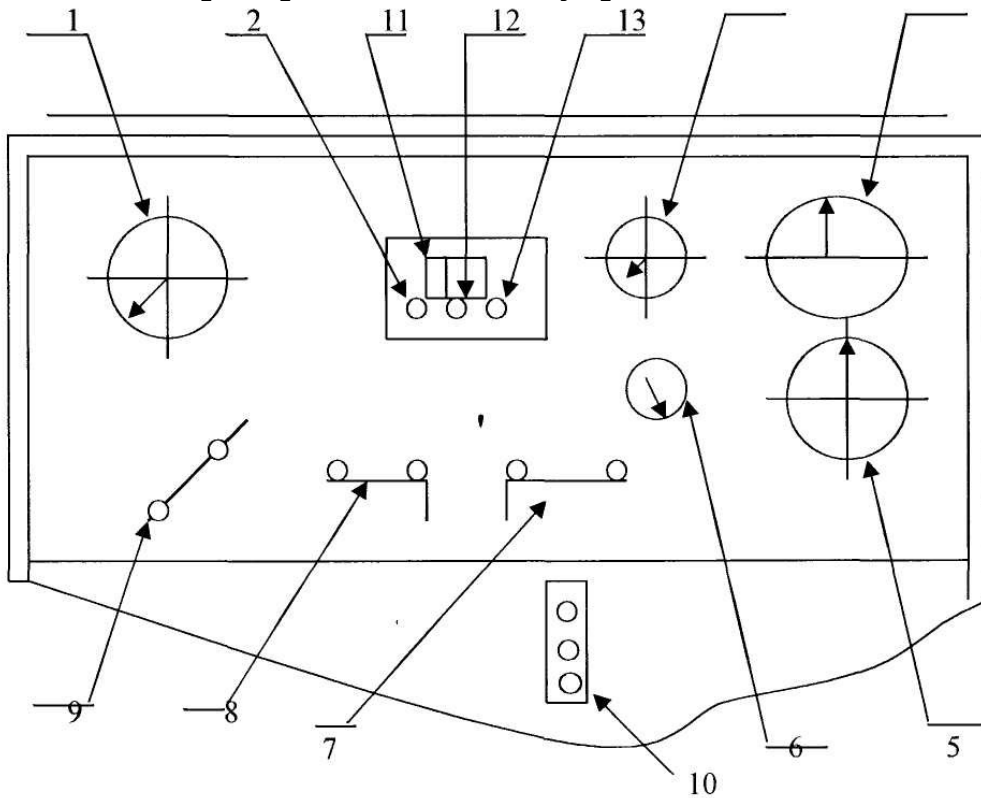


Рисунок 3

- 1-манометр давления нагружения;
- 2-электронный счетчик оборотов ЭСО-5;
- 3-манометр режима центробежного фильтра;
- 4-счетчик жидкости подачи (4СJ-120 л/мин);
- 5-счетчик жидкости подачи (7-40 л/мин);
- 6-термометр рабочей жидкости ;
- 7-рукоядка пере:лючения счетчиков жидкости;
- 8-рукоядка включения тонкой очистки и счетчиков жидкости;
- 9-рукоятка дросселя нагружения ;
- 10-кнопочная станция электропривода;
- 11-тумблер включения сети питания счетчика ЭСО -5;
- 12-тумблер включения;
- 13-кнопка сброса показания счетчика ЭСО-5;

1. Нажмите (соответственно направлению вращения испытуемого насоса) кнопку пуска стенда-«левое вращение» - или «правое вращение». При этом манометр 3 должен показать давление не более 0,65-0,7 МПа.

2. При помощи рукоятки 9 произведите на гуженее насоса. Запишите показания манометра 1в протокол испытаний (таблицу).

3. Определение объема подачи.

4. Проверти рукоятку 8 в положение «счетчик включен». При этом весь поток рабочей жидкости пройдет через включений рукояткой 7 соответствующий счетчик жидкости.

Включение тумблером 11 питание электронного счетчика оборотов вала насоса

5 Нажатием кнопки 13 сбросьте показания для установления нулей. Выберите на шкале счетчика жидкости два деления, соответствующие началу и окончанию ответа. Промежуток между делением соответствовать объему жидкости согласно таблице2.

Таблица 2

Марка насоса	Объем отсчета, м (л)
НШ10Е-2	0.03 (30)
НШ 32-2, НШ32У-2	0,09 (90)
НШ 50-2, НШ 50У-2	0,13(130)
НШ67	0,18(180)
НШ-100-2	0,25 (250)
Марка насоса	Объем отсчета, м (л)

Указанные значения объема жидкости позволяют определить объемную подачу на один оборот вала насоса с точностью +2%.

При проходе стрелки счетчика через деление, принято за начало отсчета, включить тумблер 12 (тумблером 12 включается импульсный счетчик) и выключить



чите его при проходе стрелки через деления, соответствующее окончанию отсчета. Результаты занести в протокол испытаний.

1. Производство испытания насоса при давлениях, увеличивающихся от нуля до давления срабатывания предохранительного клапана Р через примерно равные интервалы, выполняя пункты 6 и 7.

2. После окончаний испытаний отключение питания стенда.

Установите рукоятки и кнопки управление в исходное положение. Снимите испытуемый насос.

### **Меры безопасности**

1. Приступить к выполнению лабораторной работы можно только после прохождения инструктажа по эксплуатации стенда.

2. Перед пуском стенда следует:

Проверить наличие заземление стенда; Наружным осмотром проверить состояние контрольно- измерительных приборов; Проверить уровень рабочей жидкости в гидробаке; Установить все органы управления в исходной позиции согласно рисунку 3; Проверить правильность вращения вала электродвигателя, т.е. при нажатии кнопки **для левого вращения** приводная муфта должна вращаться по часовой стрелке, если смотреть на нее со стороны передней (торцевой) стороны стенда.

3. При появлении повышенного шума, стука и вибрации, или течи в соединениях, необходима нажать кнопку ОТКЛ. Автоматического выключателя.

### **Обработка результатов измерения**

1. Определить объемную подачу  $g$  на один оборот вала насоса по формуле:

$$g_d = Q_d / n, \text{ м}^3/\text{об},$$

где  $Q_d$  – объем рабочей жидкости по счетчику.

$n$ -количество оборотов вала насоса по электронному счетчику, об.

2. Определить коэффициент подачи насоса  $\eta$  (объемный КПД) по формуле

$$\eta = q / V_p$$

где  $V_p$  – рабочий объем испытуемого насоса, м<sup>3</sup>.

## Лабораторная работа № 6

### Изучение движения жидкости

**Цель работы.** Визуальное наблюдение устойчивых режимов воды в стеклянной трубке и экспериментальное определение критерий Рейнольдса, соответствующих указанным режимам движения.

#### Вводная часть

При протекании жидкости по трубам и каналам могут иметь место два различных по своему характеру режима движения: ламинарный и турбулентный. Ламинарный- такой режим, при котором поток жидкости не пересекаются между собой, линии тока совпадают с траекториями частиц.

*Турбулентный*- такой режим, при котором частицы жидкости перемещаются, и траектории отдельных частиц представляют сложные линии, пересекающихся между собой.

*Ламинарный* режим наблюдается преимущественно при движении жидкостей повышенной вязкости, а также грунтовых вод.

В большинстве случаев инженерной практике при движении воды имеет место турбулентный режим движения.

Впервые мысль о существовании двух режимов движения жидкости высказал Д. И. Менделеев в 1880 году. Дальнейшие исследования Н. П. Петрова, а также О. Рейнольдса, наиболее полно- исследовавшего этот вопрос, подтвердили положения Д. И. Менделеева о наличии двух режимов движения жидкости.

Наличие ламинарного или турбулентного режима зависит от скорости движения, вязкости жидкости и от геометрических размеров живого сечения потока. Опыта О. Рейнольдса и других ученых показали, что при постепенном увеличении скорости, после которой наступает турбулентный режим. При проведении опытов в обратном порядке, т.е.,

При уменьшении скорости, турбулентный режим сохраняется также до какой-то определенной скорости, после чего переходит в ламинарный.

Скорость, при которой происходит смена режимов движения, называется критической скоростью.

При этом различают две критические скорости: нижнюю и верхнюю. При нижней критической скорости турбулентное движение переходит в ламинарное: при верхней ламинарное движение переходит в турбулентное. Т. о., выявление режима движения жидкости может быть произведено путем составления средней скорости движения со значениями критических скоростей.

В практике для решения вопроса о том, какой из двух вышеуказанных режимов движения имеет место в каждом конкретном случае, используют критерии Рейнольдса:

$$Re = \rho v d / \nu \quad (1)$$

В формуле:

$\rho$  - средняя скорость течения жидкости,

$d$  - характерный линейный размер,

$\nu$  - кинематический коэффициент вязкости жидкости.

В качестве величины  $l$  обычно принимают: гидравлический радиус, в случае круглой трубы  $l = d$  - диаметр трубы. Дополнительно вводят понятия: нижнего критического числа

Рейнольдса -  $Re_{крН} = 1000-2300$

и верхнего критического числа Рейнольдса -  $Re_{крВ} = 4000$  и более. Пользуясь величинами  $Re_{кр}$ , устанавливают режим движения жидкости, учитывая, что: При  $Re < Re_{крН} = 1000-2300$  - имеет место ламинарный режим движения, при  $Re > Re_{крВ} = 4000$  и более - турбулентный:

При  $Re_{крН} < Re < Re_{крВ}$  - область неустойчивых режимов движения, в которой (в зависимости от истории движения) может быть как ламинарный, так турбулентный режим движения.

### **Описание опытной установки и принцип работы установки.**

Установка содержит напорный бак 1, стеклянную трубку 2, кожух 3, основание 4, мерный бак 5, водораспределительные коллекторы 6, 7 и органы управления.

Литой напорный бак представляет собой замкнутый объем, частично заполненный водой. Визуальный обзор уровня воды в напорном баке осуществляется через смотровые стекла 8 и 9. По напорному трубопроводу 10 вода поступает сначала в ускоритель 11, из которого через перфорированную перегородку выливается в остальную часть бака. Горизонт воды в напорном баке поддерживается благодаря холостому сливу 12, соединённому со сливным трубопроводом 13. К напорному баку закреплена коробка 14, в полости которой размещен резервуар с краской, сверху закрытый 15. Краска от резервуара по тонкой трубке 16 поступает в стеклянную трубку диаметром 20 x 1,25, служащую для визуального наблюдения режимов движущейся в ней жидкости. Температура воды в напорном баке измеряется лабораторным термометром.

Внутри кожуха расположения мерный бок и водораспределительные коллекторы. На переднюю стенку кожуха выведен указатель уровня 18, по шкале которого отсчитывается величина объема в мерном боке. Органы управления установки расположения установки расположения на передней панели 19, панели 20 и представляют собой рукоятки соответствующих кранов. Подключения установки к водопроводной сети и канализации осуществляется через штуцеры 21, размещённые на тыльной стороне основания установки.

Подключение установки к сети переменного тока производится с помощью сетевого шнура с вилкой 22.

Работа на установке заключается в визуальном наблюдении ламинарного и турбулентного режимов движения воды в стеклянной трубке и выполняется в следующей последовательности: а) при повороте рукоятки 24 против часовой стрелки водопроводной по напорному трубопроводу поступает в напорный бак и стеклянную трубку;

б) поворотом рукоятки 25 в том же направлении обеспечивается поступление краски в стеклянную трубку.

После установления постоянного горизонта воды в напорном баке поворотом рукоятки 26 против часовой стрелки открывается кран, регулирующий скорость движения воды в стеклянной трубке. При незначительной скорости движения воды в стеклянной трубке устанавливается ламинарный режим движения и краска, подводимая в стеклянную трубку, окрашивает только одну струйку потока.

При увеличении скорости движения воды ламинарный режим движения сохраняется до какой-то определенной скорости, после чего режим движения жидкости становится турбулентным- вода в стеклянной трубке окрашивается по всему объёму, имеет место беспорядочное движение частиц потока.

При проведении вышеописанных опытов кран 28 должен быть открыт.

Кроме визуального наблюдения двух различных режимов движения жидкости при выполнении лабораторной необходимо определить критерии Рейнольдса, соответствующие вышеуказанным режимам движения.

Для подсчета критериев Рейнольдса необходимо знать расход жидкости в единицу времени, измеряемый объёмным способом.

Суть этого способа состоит в измерении объёма жидкости, заполняющее мерный бак за определенное время, измеряемое секундомером. Наполнение мерного бака осуществляется поворотом рукоятки 28 по часовой стрелке.

Обработка опытных данных.

Обработка опытных данных выполняется в табличной форме.

По измеренной температуре воды в напорном баке, пользуясь эмпирической формулой Пуазейля, определить кинематический коэффициент вязкости воды.

$$0,0178/(1+0,0337 t+ 0,000221 t^2), \quad (\text{см}^2/\text{с}) \quad (2)$$

где  $t$  - температура воды в Цельсиях

По измеренному объёму воды, поступившей в мерный бак, подсчитывается для каждого расход воды в стеклянной трубке.

$$Q=(W-W)/T, \quad (\text{см}^3/\text{с}) \quad (3)$$

В формуле:  $W$  и  $W$ - объём воды в мерном баке соответственно начальной после произвольного наполнения и конечной. Средняя скорость воды

$$V=Q/S \quad (\text{см}^2/\text{с})$$

$S$  – площадь живого сечения потока,  $\text{см}^3$ .

Скорость, при которой происходит смена режимов движения, и будет критическая скоростью  $V_{кр}$

По формуле 1 для каждого опыта по найденным значениям подсчитывается число Рейнольдса- $Re$  Значение числа Рейнольдса, соответствующее критической скорости движения  $V_{кр}$  является критическим числом Рейнольдса

Таблица 1

№ опытов	Температура воды	коэффициент вязкости Кинематический	мерный бак поступившей в Объем воды,	Время наполнения бака	Расход воды Q	Средняя скорость	Число Рейнольдса	Характер движения

## Лабораторная работа №7

### Ознакомление с элементной базой гидроприводов и средств гидроавтоматики

#### Общие сведения

Применение гидропривода в агрегатных станках, роботах и автоматических линиях обусловлено, главным образом, простой автоматизации управления приводами, его замечательными компоновочными свойствами, простой осуществления линейных перемещений, широким диапазоном регулирования скоростей и усилий.

Применение средств гидроавтоматики в гидроприводе обычно диктуется необходимостью автоматизации без привлечения устройств, требующих других видов энергии; например энергии газа (пневмоуправление) или электрической энергии (электроуправление). В гидроприводах, работающих по цикловой программе, широкое применение средств гидроавтоматики обусловлено также возможностью остановки исполненных органов в нужном положении, простой логических схемах и возможностью реализации, как правило, так и его системы управления из ограниченного набора унифицированных элементов.

#### ОПИСАНИЕ СХЕМЫ ЦИКЛОВОГО ГИДРОПРИВОДА СРЕДСТВАМИ ГИДРО АВТОМАТИКИ.

На рис.1 ..привидина принципиальная схема гидропривода поступательного движения, который работает по циклу: быстрый подвод- рабочий ход быстрый отвод. Управление гидроприводом- автоматическое, с путевым контролем: регулирование скорости рабочего хода гидроцилиндра регулятором потока, установленным на линии нагнетания.

Гидропривод содержит нерегулируемый насос Н, двухпозиционный четырёх линейный гидрораспределитель Р1 с гидравлическим управлением, Р3 и Р6- с ручным управлением: Р2, Р4, Р5- с управлением от кнопочки посредством упора движущего штока силового цилиндра Ц и с возвратом в исходное положение под действием пружины. Для очистки рабочей жидкости, поступающей из бака Б, на всасывающей гидролинии потока установлен фильтр. Давление в системе ограничивается клапаном КП и контролируется по манометру МН. Связь между гидрооборудованием осуществляется гидролиниями 1-19.

Привод работает следующим образом. При положении насоса по гидролиниям 9, 11 и 12 через Р4 и Р3 поступает в левую полость Р1 с позиции Ив позицию 1, что соответствует моменту переключения системы с режима быстрого отвода на режим быстрого подвода. После включения позиции 1 распределителя Р1 рабочая жидкость поступает в Ц по гидролиниям 4 и 6 минуя 5 регулятор потока РП. При этом давление в системе ниже давления сбрасывания КП и вся подача насоса поступает в Ц, обеспечивая быстрое перемещение поршня. Упор штока Ц сходит с кулачка управления Р4 и он под

действием пружины переключается, на место исходной устанавливается позиция 11.

В процессе смещения поршня верхний упор штока взаимодействует с кулачком Р2 переключая его в позицию 11. При этом поток жидкости по гидролиниям 4 и 6 прерываются поступает в Ц через РП, дроссель которого настроен на определённый перепад давления. В результате повышения давления срабатывает КП и часть жидкости поступает в Б через гидролинию 16 минуя Ц. В результате уменьшения расхода жидкости в Ц скорость поршня снижается до рабочей и система работает в режиме рабочего хода. Этот режим сохраняется до включения упором Ц, открывая доступ рабочей жидкости от насоса по гидролиниям 9 и 13 в правую управляющую полость распределителя Р1 и он переключается.

При установке в Р1 позиции 11 масло от насоса по гидролиниям 3 и 7 направляются в шкотовую полость Ц, а из поршневой сливается через гидролинии 6, 4 и 8, подходя через обратный клапан распределителя Р2. Поскольку жидкость не проходит через РП, давление в системе пониженное, клапан КП закрыт и вся жидкость от насоса поступает в Ц, обеспечивая режим быстрого возврата поршня. При схождении кулачка Р2 с верхнего упора распределитель Р2 переключается в позицию 1, обеспечивая проход рабочей жидкости в процессе дальнейшего перемещения поршня через каналы распределителя, минуя обратный клапан. При взаимодействии нижнего упора штока с кулачком распределителя Р4 происходит его переключение и система приходит в исходное положение. Далее цикл повторяется.

Остановка гидропривода в исходном положении производится с помощью гидрораспределителя Р3, который прерывает команду на режим быстрого подвода, сливая жидкость поступающую от Р4 в гидробак по гидролинии 15.

Остановка гидропривода в любом положении поршня (аварийная остановка) осуществляется путём разгрузки системы от давления. Это достигается включением позиции 11 гидрораспределителя Р6, последовательно соединённого с клапаном КП. При этом давление срабатывания клапана падает, и жидкость сливается в гидробак через КП.

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ..

1. Составить спецификацию используемого в приводе гидрооборудования.
2. По справочному пособию (1) ознакомится с назначением элементов гидропривода, а также их обозначением и расшифровкой (1, с.446-453)
3. Изучить работу гидропривода.
4. Выполнить схему гидропривода для режима указанного в таблице 1 (согласно своему варианту).

Варианты схем гидропривода.

Таблица 1.

Вариант	Режим работы гидропривода
0и1	Быстрый подвод
2и3	Рабочий ход
4и5	Быстрый отвод
6	Реверс с рабочего хода на быстрый отвод
7	Переключение с быстрого отвода на быстрый

8	подвод
9	
	Остановка в исходном положении
	Аварийная остановка при выполнении рабочего
	хода

### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1 Под руководством преподавателя ознакомиться с конструкцией типовых элементов гидропривода гидроавтоматики (гидронапорные клапаны, фильтры и т.п.)

2 По заданным в таблице 2 условиям в соответствии с вариантом произвести расчет и выбор элементов гидросистемы в следующей последовательности.

Таблица 2.

Данные для расчета	Варианты числовых значений											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Расчетная нагрузка F, кН	35	36	37	43	28	46	44	38	39	45	47	41
Скорость рабочего хода Ур, м/мин	0,6	0,4	0,2	0,3	0,5	0,6	0,7	0,4	0,5	0,5	0,4	0,3
Длина хода S, м	0,8	0,7	0,6	0,4	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,5	0,4	0,6
Длина рабочего хода Sp, м	0,3	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	од	0,2
Длина трубопровода на линии всасывания 1в, м	0,9	0,8	1,2	U	1,3	1,2	1,1	1,2	1,0	0,8	0,9	1,3
Длина трубопровода на линии нагнетания 1н, м	7,2	4,4	5,7	6,7	7,7	6,8	5,7	7,3	7,4	5,8	8,1	7,6
Длина трубопровода на линии слива 1в, м	7,2	3,0	4,6	3,7	5,0	4,7	4,8	5,6	4,3	5,8	7,7	6,3

1. Рассчитать гидроцилиндр.

Внутренний диаметр D гильзы гидроцилиндра вычисляется по заданным значениям расчетной нагрузки F и расчетному давлению P по соотношению

$$D = (4 F / K t p)^{1/2}, \text{ М,}$$

где K t p = 0,9-0,98- коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре: расчётное давление p принять равным 6,3 Мпа.

Диаметр штока d определить из условия не допустимости прогиба штока по номограмме (1, с.62) в зависимости от нагрузки B и приведенной величины хода поршня S пр = Sk, Здесь k коэффициент, характеризующий способ закрепления цилиндра на машине, принять равным 2(1).

По полученным значениям D и d выбрать подходящий гидроцилиндр по ОСТ Г 21-1-73 ( 1, с 65-68 ), составить его обозначение и вписать спецификацию.

Рассчитать подачу насоса , выбрать марку насоса и определить расходы жидкости в гидросистеме.



Расчетный расход жидкости  $Q$ , подаваемый в гидроцилиндр определяется по скорости  $V$  быстрого привода и площади поршня

С учетом утечки жидкости в гидроцилиндре, расход для обеспечения заданной скорости

$$Q = VnD^2/4\eta_{об}, \text{ м}^3/\text{мин}, (2)$$

где  $\eta_{об}$ -объемный КПД гидроцилиндра, которого при использовании манжетных уплотнителей равно  $\eta_{об} = 0,99$ .

По величине этого расхода и расчетному давлению необходимо выбрать насос с задачей  $Q_n$  равной или несколько превышающей величину  $Q$ . по заданию необходимо выбрать нерегулируемый насос. Рекомендуемый тип-пластиночный (1, с.22).

Марку насоса и его основные параметры в спецификацию.

Фактический расход, подаваемый в гидроцилиндр будем равен подаче насоса  $Q_n$ .

Фактическая скорость быстрого поршня будет равна

$$V_n = 4 Q_n / \eta_{об} D^2 \ll \eta_{об}, \text{ м/мин.} (3)$$

Расход в гидрелинии слива  $Q_{л}$  при скорости поршня  $V_n$   $Q_{л} = V_n \eta_{об} (D^2 - d^2) / 4$ , м/мин. (4)

Соответственно расходы жидкости при рабочем ходе со скоростью  $V_p$  равны:

$$Q_p = V_p D^2 / 4\eta_{об}, \quad Q_e^p = V_p \eta_{об} (D^2 - d^2) / 4, (5)$$

В режиме «быстрый отвод» расход жидкости, направляемый в штыковую полость гидроцилиндра, равен  $Q_n$ , а расход жидкости, сливающейся из поршневой полости равен:

$$Q_e'' = Q_n * D^2 / (D^2 - d^2), \text{ м}^3/\text{мин} (6)$$

По результатам вычислений заполнить таблицу расходов в гидросистеме для всех операций цикла гидропривода.

Определить размеры проходных сечений трубопроводов.

Площадь проходных сечений трубопроводов определяется по величине расчетного расхода и допустимой расчетной скорости:

На линии нагнетания диаметр трубопровода  $d_h$  определяется. По расходу  $Q_n$  и допустимой скорости  $V_n$  : при давлении

$$p = 6,3 \text{ МПа} \quad V_n = (4-5) \text{ м/с}$$

на линии слива диаметр трубопровода  $d$  определяется по расходу  $Q_e$  и допустимой скорости  $V_c$   $V_c = (1,5-2,5) \text{ м/с}$

На линии всасывания диаметр  $d_v$  принимается равным  $d_c$ .

Вычисленные значения диаметров округлить до нормального значения, выбираемого из ряда (1, с.237) занести в таблицу отсчета. Выбрать гидроаппаратуру управления системой: гидрораспределители, регулятор потока, напорный клапан, фильтр и гидробак, руководствуясь следующим.

Для регулирования рабочего давления рекомендуется применять клапан Г52-2 (1, с.165-169), который выбирается по расходу  $Q_n$  и давлению 6,3 МПа.

Управление гидроцилиндром при реверсировании хода поршня производится с помощью золотникового гидрораспределителя с гидравлическим управлением типа Г72-3(1,111-112,118-119).

Для регулирования скорости рабочего хода следует выбирать регулятор потока Г55-2 или Г-3(1, с. 186-187). Для обеспечения задонного цикла работы исполнительного привода рекомендуется принять двух линейный распределитель с обратным клапаном типа Г74-1( управление от кулачка) (1,с .111).

Остановка гидропривода в исходном положении и разгрузка системы от давления производится с помощью крановых гидрораспределителей типа Г71 -3 (1.с.145).

Фильтрация рабочей жидкости производится сетчатым фильтром типа С41-1 (1,с.295), которым выбирается при подачи насоса.

Потребный объем гидробака определяется по 3-5- краткой минутной подачей насоса. Учетам запаса по высоте  $U_{\text{н}}=1,2(3-5) Q_{\text{н}}$ , (м<sup>л</sup>).

По выбранным типоразмерам гидрапарата заполнить спецификация в отчете.

Расходы в гидролиниях, (м<sup>3</sup>/мин).

Спецификация.

Гидролиния	Операция цикла		
	Быстрый подвод	Рабочая операция	Обратный ход
1			
2			
3			
4			

## Раздел 1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

### Глава 1. Основные физические свойства жидкостей

#### 1.1. Определение жидкостей. Плотность и удельный вес жидкостей

**Жидкость** — агрегатное состояние вещества, промежуточное между твердым и газообразным состояниями. Жидкость, сохраняя отдельные черты как твердого тела, так и газа, обладает рядом особенностей, из которых наиболее характерная — текучесть. Подобно твердому телу, жидкость сохраняет свой объем, имеет свободную поверхность, обладает определенной прочностью на разрыв при всестороннем растяжении и т.д. С другой стороны, взятая в достаточном количестве жидкость принимает форму сосуда, в котором находится. Принципиальная возможность непрерывного перехода жидкости в газ также свидетельствует о близости жидкого и газообразного состояний.

Наличие в жидкостях сильного межмолекулярного взаимодействия обусловливает существование поверхностного натяжения жидкости на ее границе с любой другой средой, что заставляет ее принять такую форму, при которой ее поверхность минимальна. Небольшие объемы жидкости обычно имеют форму капли. В силу этого жидкости в гидравлике называют капельными. При соприкосновении жидкости с твердыми телами или другими несмешивающимися жидкостями возникают капиллярные явления.

Основными физическими свойствами жидкости являются: текучесть, испарение, кипение.

**Текучесть** — смещение жидкости в направлении действия силы. Жидкости отличаются сильным межмолекулярным взаимодействием и малой сжимаемостью вследствие больших сил межмолекулярного отталкивания.

**Испарение** — процесс парообразования, происходящий со свободной поверхности жидкости. Испарение происходит при любой температуре и увеличивается при ее повышении. Испарение объясняется вылетом из поверхностного слоя жидкости молекул, обладающих наибольшей скоростью и кинетической энергией, так что в результате испарения жидкость охлаждается.

**Кипение** — процесс интенсивного испарения жидкости по всему объему жидкости внутри образующихся пузырьков пара. Температура, при которой давление ее насыщенного пара равно внешнему давлению, называется температурой, или **точкой кипения**.

Основной механической характеристикой жидкости является плотность  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, определяемая для однородной жидкости отношением ее массы  $M$  к ее объему  $V$

$$\rho = M/V.$$

Плотность пресной воды при температуре 4 °С:  $\rho_{4^{\circ}} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Удельным весом однородной жидкости  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>, называется вес  $G$  единицы объема этой жидкости:  $\gamma = G/V$ .

Удельный вес пресной воды при температуре 4 °С:

$$\gamma_{4^{\circ}} = 9810 \text{ Н/м}^3.$$

Относительным удельным весом жидкости  $\delta$  называется отношение ее удельного веса к удельному весу пресной воды при температуре 4 °С:  $\delta = \gamma/\gamma_{4^{\circ}}$ .

Между плотностью и удельным весом существует связь:

$$\gamma = \rho g,$$

где  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Удельным объемом жидкости называется объем, занимаемый единицей массы жидкости,  $w = W/M = 1/\rho$ . м<sup>3</sup>/кг:

В табл. 1.1. приведены значения плотности воды при разных температурах.

Таблица 1.1 Плотность воды при разных температурах

$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
0	999,87	40	992,24	50	988,07	60	983,24	70	977,81	80	971,83	90	965,34
		41	991,86	51	987,62	61	982,72	71	977,23	81	971,23	91	964,67
4	1000	42	991,47	52	987,15	62	982,2	72	976,66	82	970,57	92	963,99
		43	991,07	53	986,69	63	981,67	73	976,07	83	969,94	93	963,3
10	999,73	44	990,66	54	986,21	64	981,13	74	975,48	84	969,3	94	962,61
		45	990,25	55	985,73	65	980,59	75	974,89	85	968,65	95	961,92
20	998,23	46	989,82	56	985,25	66	980,05	76	974,29	86	968	96	961,22
		47	989,4	57	984,75	67	979,5	77	973,68	87	967,24	97	960,51
30	995,67	48	988,96	58	984,25	68	978,94	78	973,07	88	966,68	98	959,81
		49	988,52	59	983,75	69	978,38	79	972,45	89	966,01	99	959,09

## 1.2 Сжимаемость и температурное расширение жидкостей

Сопротивление жидкостей изменению своего объема характеризуется коэффициентами объемного сжатия и температурного расширения.

Коэффициент объемного сжатия  $\beta_w$ , Па<sup>-1</sup>, — относительное изменение объема жидкости на единицу изменения давления:

$$\beta_w = \frac{\Delta W}{W \Delta p},$$

где  $\Delta W$  — изменение объема  $W$ , соответствующее изменению давления на величину  $\Delta p$

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, представляет собой объемный модуль упругости жидкости  $E$ , Па:

$$E = 1/\beta_w.$$

**Для воды при нормальных условиях можно принимать:**

$$\beta_w = \frac{1}{2 \cdot 10^9} \text{ Па}^{-1};$$

$$E \approx 2 \cdot 10^9 \text{ Па}.$$

Коэффициент температурного расширения  $\beta_t$ , °С<sup>-1</sup>, выражает относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 градус:

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W \Delta t},$$

где  $\Delta W$  — изменение объема, соответствующее изменению температуры на величину  $\Delta T$ . Для воды при нормальных условиях можно принимать:

$$\beta_t \approx \frac{1}{10\,000} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}.$$

Значения коэффициента объемного сжатия воды  $\beta_v$  в функции от давления и температуры приведены в табл. 1.2; значения модуля упругости  $E$  — в табл. 1.3; значения коэффициента температурного расширения  $\beta_t$  — в табл. 1.4.

Таблица 1.4 – Коэффициент объемного сжатия воды

	piv ■ Ю <sup>10</sup> , Па <sup>n</sup> , при давлении, Па • 10 <sup>n4</sup>				
	50	100	200	390	780
0	5,4	5,37	5,31	5,23	5,15
5	5,29	5,23	5,18	5,08	4,93
10	5,23	5,18	5,08	4,98	4,81
15	5,18	5,1	5,03	4,88	4,7
20	5,15	5,05	4,95	4,81	4,6

Таблица 1.3 Модуль упругости

Таблица 1.2

	E, Па- при давлении, 10 <sup>4</sup> Па • 10 <sup>n1</sup>				
	50	100	200	390	780
0	185	186	188	191	197
5	400	400	400	300	200
	189	191	193	197	203
10	300	300	300	200	100
	191	193	197	201	208
15	300	300	200	100	000
	193	196	199	205	212
20	300	200	100	000	900
	194	198	202	208	217
	200	200	100	000	800

Таблица 1.4 Коэффициент температурного расширения

	P, • 10 <sup>6</sup> , °C <sup>-1</sup> , при давлении, Па • 10 <sup>5</sup>				
	1	100	200	500	900
1–10	14	43	72	149	229
10–20	150	165	183	236	289
40–50	422	422	426	429	437
60–70	556	548	539	523	514
90–100	719	704	—	661	621

### 1.3. Вязкость жидкостей. Закон Ньютона о силе внутреннего трения

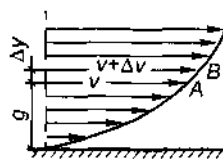
Физическое свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу называют вязкостью. Любая реальная жидкость обладает только ей присущей вязкостью. При относительном перемещении смежных частиц жидкости возникают силы внутреннего сопротивления (внутреннее трение).

Наряду с легко подвижными жидкостями (например, водой, воздухом) существуют очень вязкие жидкости, сопротивление

которых сдвигу весьма значительно (глицерин, тяжелые масла и др.). Таким образом, вязкость характеризует степень текучести жидкости или подвижности ее частиц.

Пусть жидкость течет вдоль плоской стенки параллельными ей слоями (рис. 1.1), как это наблюдается при ламинарном движении. Вследствие тормозящего влияния стенки слои жидкости будут двигаться с разными скоростями, значения которых возрастают по мере отдаления от стенки.

Рассмотрим два слоя жидкости, двигающиеся на расстоянии  $\Delta y$  друг от друга. Слой *A* движется со скоростью  $u$ , а слой *B* — со скоростью  $v + \Delta v$ . Вследствие разности скоростей слой *B* сдвигается относительно слоя *A* на величину  $\Delta u$  (за единицу времени). Величина  $\Delta u$  является абсолютным сдвигом



слоя *A* по слою *B*, а  $\Delta v/\Delta y$  есть градиент скоро

сти (относи-

Рис. 1.1. Распределение скоростей при течении жидкости вдоль твердой стенки

тельный сдвиг). Появляющееся при этом движении касательное напряжение (силу трения на единицу площади) обозначим через  $\tau$ . Тогда аналогично явлению сдвига в твердых телах мы получим следующую зависимость между напряжением и скоростью деформации:

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y},$$

или, если слои будут находиться бесконечно близко друг к другу,

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}. \quad (1.1)$$

Величина  $\mu$ , аналогичная коэффициенту сдвига в твердых телах и характеризующая сопротивляемость жидкости сдвигу, называется динамической или абсолютной вязкостью. На существование соотношения (1.1) первое указание имеется у Ньютона, и потому оно называется законом трения Ньютона.

Сила внутреннего трения в жидкости

$$T = \tau \omega = \mu \omega \frac{dv}{dy},$$

т.е. прямо пропорциональна градиенту скорости, площади трущихся слоев  $\omega$  и динамической вязкости (тем самым трение в жидкости отличается от трения в твердых телах, где сила трения

зависит от нормального давления и не зависит от площади трущихся поверхностей). Жидкости, подчиняющиеся этому закону, называются ньютоновскими.

Динамическая вязкость  $\mu$  измеряется в Паскаль-секундах (Пас).

Значение динамической вязкости зависит от рода жидкости и ее температуры.

Отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности называется относительной или кинематической вязкостью:

$$\nu = \mu/\rho.$$

Кинематическая вязкость измеряется в квадратных метрах **на** секунду ( $\text{м}^2/\text{с}$ ).

Кинематическая вязкость воды при температуре 20 °С

$$\nu_{20, \text{в}} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Вязкость жидкостей практически не зависит от давления, но значительно уменьшается с увеличением температуры. В табл. 1.5 приведены значения динамической вязкости воды при разных температурах.

Таблица 1.5 Динамическая вязкость воды

$\rho$	0 го С	0 —	0 га	0 — "	0 га П	0 —	0 га П.	0 — "	0 го
0	0,00179	12	0,00124	24	0,00092	36	0,000706	48	0,000568
1	0,00173	13	0,0012	25	0,00089	37	0,000693	49	0,000558
2	0,00167	14	0,00117	26	0,00087	38	0,000679	50	0,000549
3	0,00162	15	0,00114	27	0,00086	39	0,000666	51	0,000541
4	0,00157	16	0,00112	28	0,00084	40	0,000654	52	0,000532
5	0,00152	17	0,00109	29	0,00082	41	0,000642	53	0,000524
6	0,00147	18	0,00106	30	0,0008	42	0,00063	54	0,000515
7	0,00143	19	0,00103	31	0,000783	43	0,000618	55	0,000507
8	0,00139	20	0,00101	32	0,000767	44	0,000608	56	0,000499
9	0,00135	21	0,00098	33	0,000751	45	0,000597	57	0,000492
10	0,00131	22	0,00096	34	0,000726	46	0,000587	58	0,000484
11	0,00127	23	0,00094	35	0,000721	47	0,000577	59	0,000477

В табл. 1.6 приведены значения кинематической вязкости чистой и сточной воды при разных температурах.

Таблица 1.6 Кинематическая вязкость воды

	Значения $\nu \cdot 10^6$ , при температуре, $\text{м}^2/\text{с}$ "С								
	0	6	8	10	12	14	16	18	
Чистая Сточная	1,79	1,47 1,67	1,38 1,56— 1,73	1,31 1,47— 1,61	1,23 1,38— 1,52	1,17 1,31 — 1,42	1,11 1,23— 1,34	1,06 1,17— 1,27	
	Значения $\nu$ $\text{в}^2/\text{с}$ , при температуре, $10^6$ "С								
	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Чистая Сточная	1,01 1,11 — 1,2	0,81	0,60	0,56	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29

Продолжение табл. 1.6

На практике вязкость жидкостей определяется вискозиметрами и чаще всего выражается в градусах Энглера (°E) — так называемая условная вязкость. Для перехода от условной вязкости в градусах Энглера к кинематической вязкости служит эмпирическая формула Убеллоде:

$$\nu = (0,0731 \text{ } ^\circ\text{E} - 0,0631/^\circ\text{E}) 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

или теоретическая формула А.Д. Альтшуля:

$$^\circ\text{E} = 24\nu \left[ 2,31 \lg \frac{\sqrt{\nu^2 + 0,0294} - \nu}{\sqrt{\nu^2 + 0,0166} - \nu} + \frac{1}{\nu} \left( \sqrt{\nu^2 + 0,0294} - \sqrt{\nu^2 + 0,0166} \right) \right],$$

где  $\nu$  — в  $\text{см}^2/\text{с}$

Поверхностное натяжение жидкости обусловливается силами взаимного притяжения молекул поверхностного слоя, стремящихся сократить свободную поверхность жидкости.

Вследствие поверхностного натяжения жидкость, имеющая криволинейную поверхность, испытывает дополнительное усилие, увеличивающее или уменьшающее давление в жидкости на величину (формула Лапласа)

$$p_{\text{пов}} = \sigma \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right),$$

где  $\sigma$  — поверхностное натяжение, Н/м;  $r_1$  и  $r_2$  — главные радиусы кривизны рассматриваемого элемента поверхности.

Давление при выпуклой поверхности жидкости увеличивается, а при вогнутой — уменьшается.

При температуре 20 °С поверхностное натяжение для воды, соприкасающейся с воздухом,

$$\sigma_{20} = 0,0726 \text{ Н/м.}$$

Поверхностное натяжение при соприкосновении с воздухом при температуре 0 °С для воды  $\sigma_0 = 0,076 \text{ Н/м}$ .

Влияние поверхностного натяжения приходится учитывать при работе с жидкостными приборами для измерения давления, при истечении жидкости из малых отверстий, при фильтрации и при образовании капель в свободных струях.

Особенно сильно поверхностное натяжение проявляется в трубках весьма малого диаметра (капиллярных), для которых формула Лапласа принимает вид

$$p_{\text{пов}} = 2 \sigma / r$$

или

$$h_{\text{пов}} = \frac{2\sigma}{\rho g r}, \quad (1.2)$$

где  $r$  — радиус трубки;

$A_{\text{пов}}$  — высота капиллярного поднятия.

#### 1.4. Понятие об идеальной жидкости

В механике жидкости для облегчения решения некоторых задач используется понятие об идеальной (совершенной) жидкости.

Под идеальной жидкостью понимают воображаемую жидкость, обладающую абсолютной подвижностью (т.е. лишенную вязкости), абсолютно несжимаемую, не расширяющуюся с изменением температуры, абсолютно неспособную сопротивляться разрыву. Таким образом, идеальная жидкость представляет собой некоторую модель реальной жидкости. Выводы, полученные исходя из свойств идеальной жидкости, приходится, как правило, корректировать, вводя поправочные коэффициенты.

#### 1.5. Аномальные жидкости

Класс жидкостей, которые по своим свойствам отличаются от ньютоновских в силу особенностей их молекулярных структур и внутренних молекулярных движений, называется неньютоновскими (аномальными) жидкостями.

К классу неньютоновских жидкостей относятся: вязкопластические, псевдопластические, дилатантные вязкоупругие среды.



Физическое объяснение особых свойств всех этих жидкостей основывается на представлении в них при покое некоторой пространственной жесткой структуры, которая в состоянии сопротивляться любому внешнему воздействию до тех пор, пока вызванное им напряжение сдвига не превзойдет соответствующее этой структуре предельное напряжение. После этого структура полностью разрушается и жидкость начинает вести себя как обычная ньютоновская вязкая жидкость при кажущемся напряжении, равном избытку  $(\tau - \tau_0)$  действительного напряжения над предельным. При уменьшении этого кажущегося напряжения до нуля, т.е. при возвращении действительного напряжения к предельному его значению, пространственная жесткая структура восстанавливается.

**Псевдопластические жидкости** в отличие от вязкопластических лишены предельного напряжения текучести, но их кажущаяся вязкость определяется коэффициентом, зависящим от скорости сдвига.

**Вязкопластические жидкости** характеризуются тем, что у них наряду с вязкостью проявляется также пластическое свойство, которое заключается в наличии некоторого предельного напряжения сдвига, после достижения которого и возникает «текучесть» среды. Реологические законы вязкопластических жидкостей принадлежат Бингаму (1916 г.) и Ф.Н. Шведову (1889 г.).

Реологическое уравнение вязкопластической жидкости (Бингама-Шведова) имеет следующий вид

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{dv}{dy}, \text{ при } \tau > \tau_0. \quad (1.3)$$

Здесь  $\tau_0$  — предельное напряжение сдвига (предельная сила внутреннего трения);  $\mu$  — динамический коэффициент структурной вязкости.

При  $\tau < \tau_0$  текучесть отсутствует, т.е. среда ведет себя как твердое тело.

Примеры вязкопластичной жидкости: глинистые и цементные растворы, масляные краски, сточные грязи, некоторые пасты и т.д.

Реологическое уравнение псевдопластической жидкости (Освальда-Рейнера) имеет следующий вид:

$$\tau = K \left( \frac{dv}{dy} \right)^n, \quad (1.4)$$

где  $K$  и  $n < 1$  — постоянные.

Примерами псевдопластических жидкостей являются суспензии асимметричных частиц, растворы высокополимеров.

**Дилатантные жидкости** также описываются реологическим уравнением (1.4), но, в отличие от псевдопластических жидкостей, в них кажущаяся вязкость с увеличением напряжения увеличивается, что соответствует  $n > 1$ .

Примерами дилатантных жидкостей являются суспензии твердых частиц при высоких их концентрациях (например, «пульпа» — высококонцентрированная смесь песка и воды, — транспортируемая по трубам от земснаряда при углублении рек и водоемов), крахмальные клестеры и клеи.

**Вязкоупругие жидкости** обладают как свойством вязкости, так и свойством упругости. К числу таких сред относятся очень вязкие синтетические материалы, а также слабые растворы полимеров в ньютоновских жидкостях. Замечено, что иногда даже небольшие по весу добавки полимеров превращают нью-

тоновские жидкости в неньютоновские, сообщая им специфические вязкоупругие свойства. В зависимости от характера совместного действия упругости и вязкости различают и реологические модели вязкоупругой среды. Одной из моделей вязкоупругой среды является модель Фойхта, основанная на положении упругого и вязкого напряжений

$$\tau = G\varepsilon + \mu \frac{dv}{dy}, \quad (1.5)$$

где  $G$  — модуль сдвига;

$\varepsilon$  — деформация сдвига;

$\frac{dv}{dy}$  — скорость сдвига;

$\mu$  — динамический коэффициент вязкости. Перечисленные

виды неньютоновских жидкостей не исчерпывают всего разнообразия их специфических свойств. Механичес-

кие свойства многих жидкостей существенно зависят не только от скорости деформирования, но и от продолжительности деформирования, а также от предыстории потока. Такие жидкости называются **тиксотропными**. Некоторые из них, **реопектичные** жидкости, обладают способностью увеличивать жесткость своей структуры при наличии сдвигового движения, другие, наоборот, разрушать структуры. К первому типу относятся, например, цементные растворы в режиме «цепенения», расплавленные металлы, которые в жидком состоянии представляют собой чисто ньютоновские жидкости, а на начальной стадии затвердевания заполняются мельчайшими кристаллическими образованиями, приближающими их к дилатантным жидкостям.

**Тиксотропия** может также проявляться в эффекте разрушения жесткой структуры под действием сдвигового деформационного движения, как это имеет место, например, в жидкостях типа кефира. Под влиянием встряхивания кефир, представляющий желеобразное тело, свободно выливается из бутылки, а после некоторого времени покоя вновь восстанавливает свою структуру.

Изучением неньютоновских жидкостей занимается специальная наука — реология.

### 1.6. Понятие многофазных систем

Класс «жидкостей», в которых нарушается основное их свойство — сплошность, — называется многофазными системами.

В таких случаях можно, как правило, выделить границы раздела, отделяющие одну непрерывную среду (фазу) от другой, причем при переходе через такие границы свойства жидкости меняются скачкообразно.

Системы, состоящие из нескольких фаз, называются многофазными (полифазными). Простейшим случаем многофазной системы являются двухфазные системы.

Для примера можно назвать следующие многофазные системы: газ — твердые частицы (пневмотранспорт, пылеулавливание); газ — капли жидкости (распылители, сушилки, газовое охлаждение, испарение); жидкость — пузырьки пара (испарители, эрлифты); жидкость — твердые частицы (гидротранспорт, осаждение).

Во всех этих примерах первая из указанных фаз (основная) условно называется непрерывной, вторая — дискретной. При некоторых условиях многофазные системы могут переходить в однородные (гомогенные) и наоборот. Например, в воде при обычных условиях находится растворенный воздух. При сниже-

нии давления и повышении температуры воздух начинает выделяться, образуя воздушные пузыри значительных размеров; иными словами, наблюдается переход однофазной системы (вода) к двухфазной (вода + газ).

С образованием двухфазных систем связаны процессы фазовых переходов. Так, в воде при повышении давления и понижении температуры зарождаются кристаллы льда, т.е. образуется двухфазная система — вода + твердые частицы. Наоборот, при понижении давления жидкости до уровня так называемого давления насыщенного пара  $p_{нп}$  жидкость вскипает, образуя пузыри, заполненные насыщенными парами воды.

Количество дискретной фазы в непрерывной определяется величиной объемной концентрации. Обычно за объемную концентрацию принимается отношение объема, занятого дискретной фазой, к общему объему многофазной системы:

$$\beta = \frac{W_2}{W_2 + W_1},$$

где — объемы дискретной и непрерывной фаз в мно-

гофазной системе. Среднюю плотность многофазной системы можно представить в следующем виде:

$$\rho = \beta \rho_2 + (1 - \beta) \rho_1,$$

где  $\rho_2$  и  $\rho_1$  — плотности соответственно дискретной и непрерывной фаз.

### Примеры

**Пример 1.1.** При гидравлическом испытании внутренних систем водоснабжения допускается падение испытательного давления в течение 10 мин на  $\Delta p = 4,9 \cdot 10^4$  Па. Определить допустимую величину утечки  $\Delta W$  в течение 10 мин при гидравлическом испытании системы вместимостью  $W = 80$  м<sup>3</sup>.

*Решение.* Принимаем:

$$\beta_w = \frac{1}{2 \cdot 10^9} \text{ Па}^{-1}.$$

Допустимая величина утечки

$$\Delta W = \beta_w W \Delta p = \frac{80 \cdot 4,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^9} \approx 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

$$\Delta W = \beta_l W \Delta t = 0,0006 \cdot 0,55 \cdot 25 = 0,0083 \text{ м}^3 = 8,3 \text{ л.}$$

$$\beta_l =$$

$$\Delta W = 0,00064 \cdot 50 \cdot 20 = 0,64 \text{ м}^3;$$

$$W_1 = W + \Delta W = 50,64 \text{ м}^3.$$

$$\rho_{20^\circ} = 998 \text{ кг/м}^3;$$

$$M = 0,4 \cdot 998 = 399 \text{ кг.}$$

$$\rho_{90^\circ} = 965 \text{ кг/м}^3;$$

$$W = M/\rho_{90^\circ} = 399/965 = 0,414 \text{ м}^3.$$

$$\Delta W = 0,414 - 0,4 = 0,014 \text{ м}^3.$$

цилиндров внутри ротора, вытеснителями являются поршни или плунжеры. По расположению рабочих камер относительно оси вращения ротора насосы делятся на радиальные и аксиальные.

*Радиальный роторно-поршневой насос* схематически представлен на рис.1. В радиальном роторно-поршневом насосе рабочие камеры и вытеснители расположены радиально относительно оси вращения ротора. Ось О ротора 1 расположена эксцентрично по отношению к оси 0 статора. Вытеснители в виде плунжеров 3 под действием пружин или центробежной силы прижимаются своими сферическими головками к поверхности статора 2 и при вращении ротора совершают обратное поступательное движение в цилиндрах. Распределение жидкости производится распределительной осью (цапфой) 4 с окнами 5 и 6 и переключками 7, на которой вращается ротор.

Рисунок 8 – Жидкостный манометр

0 статора  
действием  
ются свои-

Распределительные окна через осевые каналы цапфы соединяются с всасывающим окном 6, когда плунжеры 3 выдвигаются из цилиндров 8, и с окном 5 при обратном движении плунжеров. Когда отверстия 9, соединяющие цилиндры 8 с окнами 5 и 6, перекрываются переключкой 7, происходит замыкание рабочей камеры. За один оборот ротора каждая камера замыкается дважды, плунжер в это время совершает ход, равный удвоенному эксцентриситету  $e$ .

Рабочий объем соответствует идеальной подаче насоса за один оборот ротора и выражается формулой:

где  $d$  - диаметр цилиндра;  $V = (\pi d^2 / 2) e z$ ,  $e$  - эксцентриситет;  $z$  - число цилиндров.

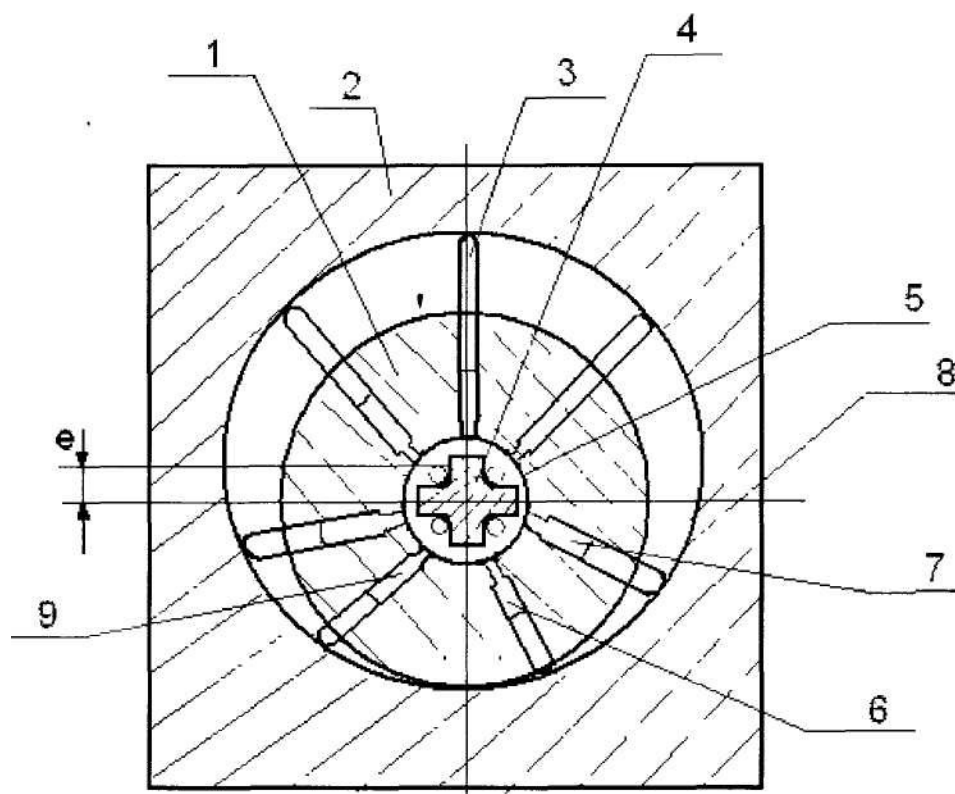


Рисунок 1.

Аксиальные роторно - поршневые насосы отличаются от радиальных тем, что поршни у них совершают возвратно - поступательное движение в направлении, параллельном или близко параллельному оси блока цилиндров. Эти насосы выполняются с наклонным цилиндрическим блоком или шайбой.

Аксиально поршневой насос с наклонной шайбой представлен схематически на рисунке 2. Основными элементами насоса являются: блок цилиндров (ротор) 1, плунжеры (поршни) 2, наклонная шайба 3 и опорно-распределительный диск 4, 6 составляющий часть статора. При вращении блока цилиндров вокруг оси плунжеры под действием пружин 5 или избыточного давления при входе в насос скользят по поверхности наклонной шайбы, вследствие чего совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах, при этом камеры сообщаются поочередно с дугообразными окнами 6 и 7, одно из которых сообщается с всасывающим трубопроводом, а другое - с напорным.

Ход плунжеров 1 определяется углом наклона шайбы  $\gamma$  и равен  $D \operatorname{tg} \gamma$ . Рабочий объем определяется выражением:

$$V = \left( \frac{\pi d^2}{4} \right) D \operatorname{tg} \gamma Z.$$

### Радиально-поршневой насос — схема, принцип работы, устройство и расчёт.

В радиально-поршневых насосах вытеснителями также являются поршни или плунжеры, но расположенные радиально. На рис. 1 представлена конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия.

Основным элементом насоса является ротор 4 с плунжерами 5, который вращается относительно корпуса 6 насоса. Ротор 4 установлен в корпусе 6 со смещением оси (с эксцентриситетом  $e$ ). Полости всасывания и нагнетания располагаются в центре насоса и разделены перемычкой 2.

При работе насоса плунжеры 5 вращаются вместе с ротором 4 и одновременно скользят по корпусу 6. За счет этого и пружин внутри рабочих камер обеспечивается возвратно-поступательное движение плунжеров 5 относительно ротора 4. Когда рабочая камера перемещается из верхнего положения 3 в нижнее 1, ее объем увеличивается. При этом перемещении она через отверстие в роторе 4 соединена с полостью всасывания, поэтому обеспечивается ее заполнение рабочей жидкостью — всасывание. При обратном перемещении — из нижнего положения 1 в верхнее 3 — камера уменьшается и происходит вытеснение жидкости в полость нагнетания.

Объем рабочей камеры  $W_k$  найдем как произведение площади плунжера  $S_n$  и его рабочего хода ( $L$ ) ( $W_k = S_n * L$ ). Из анализа рис. 1 следует, что ( $L = 2e$ ). Тогда с учетом

$$W_0 = k * z * W_k$$

получим формулу для рабочего объема насоса:

$$W_0 = 2 * S_n * e * k * z.$$

В формулу включена кратность работы ( $k$ ), так как радиально-поршневые насосы могут быть двух и многократного действия. Это обеспечивается за счет создания на внутренней поверхности корпуса специального профиля, благодаря которому каждый плунжер совершает два или более рабочих ходов за один оборот ротора.

Следует также отметить, что эти насосы однократного действия могут быть регулируемы. В регулируемом насосе изменение рабочего объема обеспечивается за счет смещения ротора 4 относительно корпуса 6, т.е. за счет изменения величины ( $e$ ).

Радиально-поршневые насосы применяются существенно реже, чем аксиально-поршневые. Их главное отличие от других роторных насосов заключается в том, что они выпускаются с большими рабочими объемами.

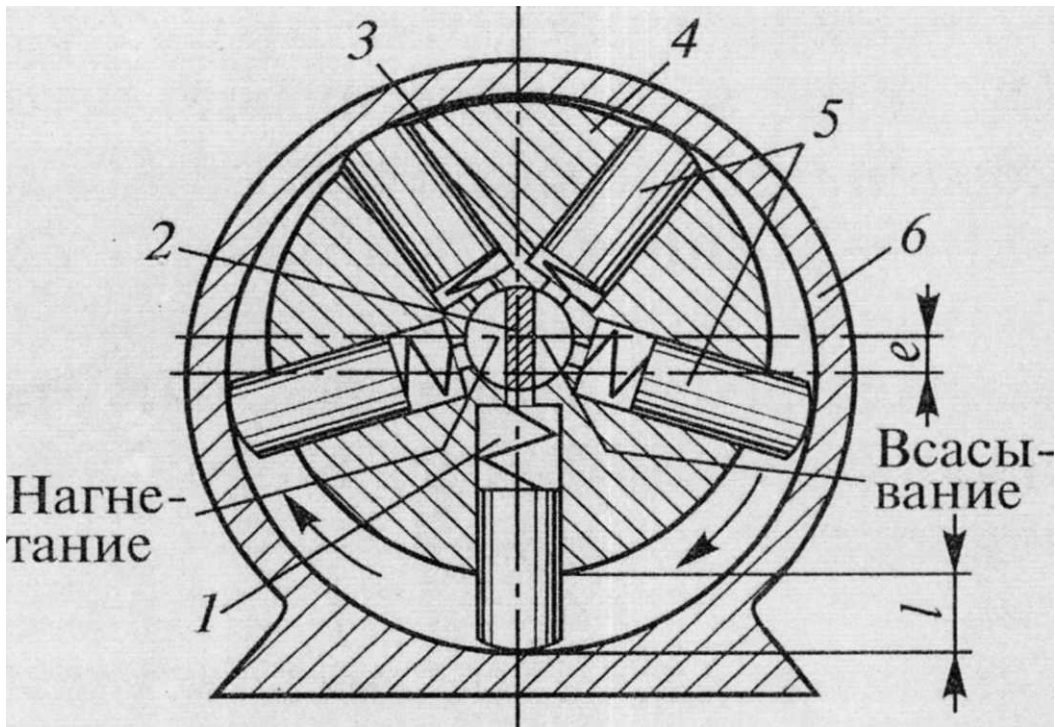


Рис. 1. Радиально-поршневой насос:

1, 3 — рабочие камеры; 2 — переключка; 4 — ротор; 5 — плунжеры; 6 — корпус

Для радиально-поршневых машин работающих в режиме гидромотора крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{кр} = \frac{\Delta p V}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta p d^2}{8} h z i m \eta_m$$

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^4}{8} h z m i \eta_m$$

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

Аксиально поршневой насос с наклонной шайбой представлен схематически на рисунке 2. Основными элементами насоса являются: блок цилиндров (ротор) 1, плунжеры (поршни) 2, наклонная шайба 3 и опорно-распределительный диск 4, 6 составляющий часть статора. При вращении блока цилиндров вокруг оси плунжеры под действием пружин 5 или избыточного давления при входе в насос скользят по поверхности наклонной шайбы, вследствие чего совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах, при этом камеры сообщаются поочередно с дугообразными окнами 6 и 7, одно из которых сообщается с всасывающим трубопроводом, а другое - с напорным.

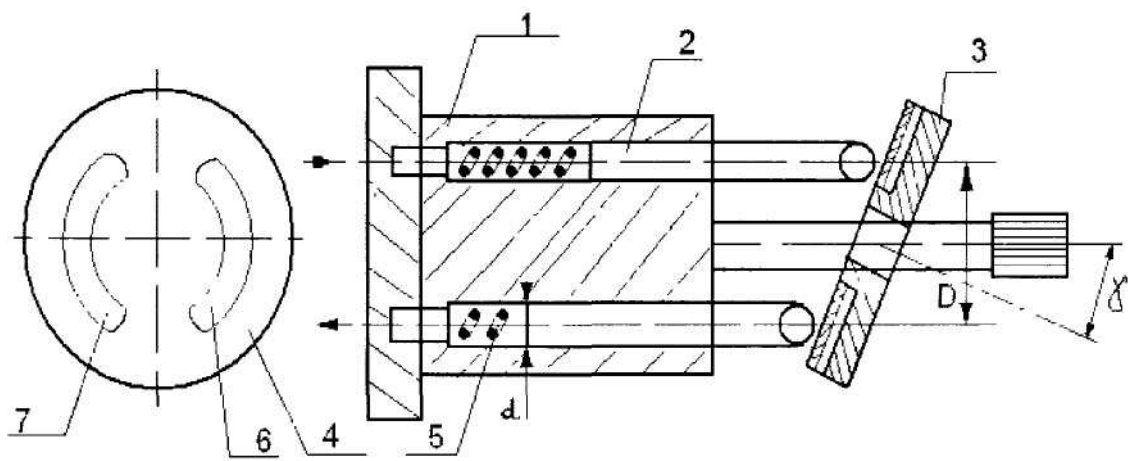


Рисунок 2