

**Автономная некоммерческая организация высшего образования
«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ОТКРЫТЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ
РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

«МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА»

Санкт-Петербург

ЗАДАЧА 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В АККУМУЛЯТОРЕ В МОМЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

По стальному трубопроводу 2 из пневмогидравлического аккумулятора 1 подаётся рабочая жидкость плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\nu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, с расходом Q .

В конце трубопровода установлен быстродействующий запорный клапан 3, время срабатывания которого равно t . Давление за клапаном атмосферное. Длина трубопровода l , внутренний диаметр d , толщина стенки δ . Коэффициент сопротивления клапана в открытом положении $\xi_{\text{кл}}$. Высота уровня жидкости в аккумуляторе z .

Определить давление в аккумуляторе в момент срабатывания запорного клапана

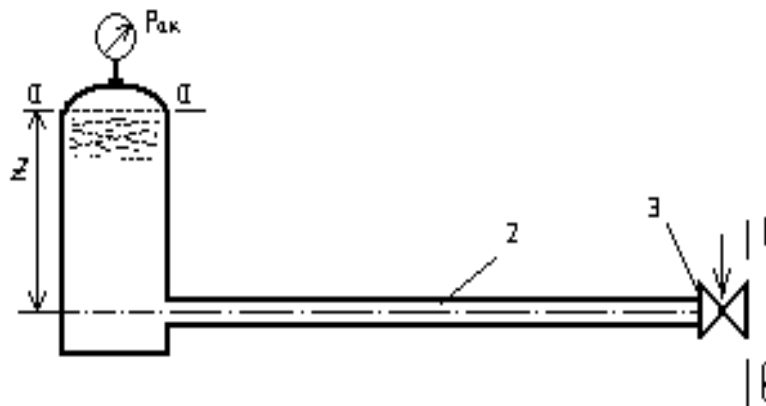


Рис. 13. Схема гидравлической системы

Таблица

Параметры	Варианты и исходные данные									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра студента										
$Q \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	1,1	1,2	1,5	0,9	1,2	1,0	1,1	1,4	1,0	0,9
$L, \text{ м}$	20	22	29	27	24	22	20	24	25	27
$d \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	20	24	26	18	22	20	24	26	20	18
$z, \text{ м}$	2,6	2,8	2,4	2,6	2,7	2,5	2,0	2,1	2,9	2,6
Предпоследняя цифра студента										
$\delta \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	1,6	1,8	1,8	1,6	1,6	1,6	1,8	1,8	1,4	1,4
Варианты и исходные данные										
Параметры	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_3 \cdot 10^{-2}, \text{ с}$	2,0	2,0	3,0	3,0	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	2,5
$\zeta_{\text{кл}}$	3,1	3,4	2,8	2,9	3,2	3,3	3,0	3,1	2,9	3,2

Методические указания к решению задачи

Решая задачу, используем:

- при установившемся движении уравнение Бернулли, а
- при гидравлическом ударе – уравнение Жуковского.

Давление в аккумуляторе в момент срабатывания запорного клапана:

$$p_{ак} = p_{ст} + p_{уд} \quad (1)$$

где: $p_{ст}$ - избыточное статическое давление в аккумуляторе при установившемся течении в трубопроводе с расходом жидкости Q , $p_{уд}$ – ударное давление, вызванное быстрым торможением потока при срабатывании запорного клапана.

Статическое давление определяется на основании уравнения Бернулли, составленного для контрольных сечений потока а – а, б – б.

$$p_{ст} = (\alpha + \xi_f) \frac{\rho v^2}{2} - \rho g z \quad (2)$$

где v – средняя скорость в сечении трубопровода при установившемся движении;

α - коэффициент кинетической энергии:

$\alpha = 2$ – при ламинарном режиме

$\alpha = 1,1$ - при турбулентном режиме.

ξ_f - коэффициент сопротивления трубопровода;

$$\xi_f = \xi_{вх} + \xi_{кл} + \lambda \frac{l}{d} \quad (3)$$

Где $\xi_{вх} = 0,5$ - коэффициент сопротивления на входе в трубопровод,

λ – коэффициент гидравлического трения,

Коэффициент λ определяется по формулам:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \text{ (ламинарный режим при } Re < 2300); \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \text{ (турбулентный режим при } Re > 2300), \quad (5)$$

соответствующий закону гладкой стенки.

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (6)$$

где S - площадь поперечного сечения потока в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{S} \quad (7)$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (8)$$

$$\xi_f = \xi_{вх} + \xi_{кл} + \lambda \frac{l}{d} \quad (9)$$

где $v = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$

Для определения ударного давления сначала вычисляем скорость распространения ударной волны.

$$C_{y\partial} = \frac{\sqrt{\frac{E_V}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_V}{E} \cdot \frac{d}{\delta}}} \quad (10)$$

где $E_V = 1,4 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ - объёмный модуль упругости жидкости;

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль упругости стали.

Находим время фазы гидравлического удара:

$$t_\phi = \frac{2l}{C_{y\partial}} \quad (11)$$

Из сопоставления t_ϕ и t устанавливаем характер гидравлического удара, и в зависимости от характера определяем ударное давление:

при полном гидравлическом ударе

$$p_{y\partial} = \rho v C_{y\partial} \quad (12)$$

- при не полном гидравлическом ударе

$$p_{y\partial} = \rho v C_{y\partial} \frac{t_\phi}{t} \quad (13)$$

Далее находим искомую величину $p_{ак}$.

ЗАДАЧА 2 определение гидравлических потерь

Гидравлическая система состоит из насоса **1**, трубопровода **2** и резервуара **4**. На трубопроводе **2** установлен обратный клапан **3**, препятствующий опорожнению резервуара при выключенном насосе.

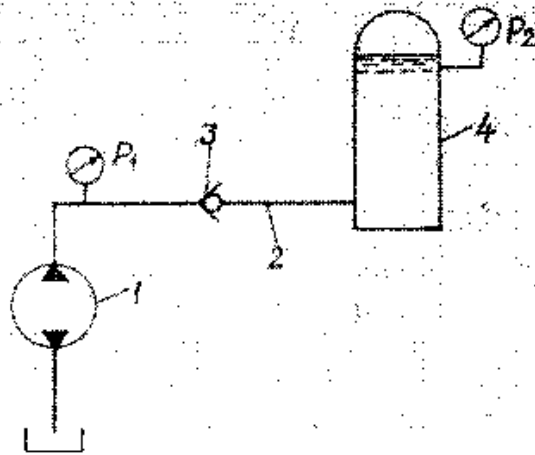


Рис. 1. Схема гидравлической системы

Насос подает рабочую жидкость плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ по трубопроводу 2 длиной l в резервуар 4, при этом ее расход равен Q . Давление p_2 в резервуаре поддерживается постоянным. Давление, развиваемое насосом, равно p_1 . Кинематический коэффициент вязкости жидкости равен ν . Определить внутренний диаметр трубопровода, учитывая потери давления по длине Δp_1 , потери в обратном клапане $\Delta p_{\text{КЛ}}$ и другие местные потери Δp_M , составляющие 10 % от Δp_1 .

Таблица

Параметры	Варианты и исходные данные									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра студента										
$Q \times 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,5	0,6	0,4	0,7	0,8	1,0	0,6	0,8	0,7	0,5
$p_1, \text{ МПа}$	0,55	0,45	0,35	0,65	0,70	0,50	0,45	0,65	0,50	0,35
$p_2, \text{ МПа}$	0,25	0,20	0,15	0,30	0,35	0,25	0,20	0,30	0,25	0,15
$\Delta p_{\text{КЛ}}, \text{ МПа}$	0,05	0,04	0,06	0,06	0,05	0,04	0,03	0,04	0,03	0,06
Предпоследняя цифра шифра студента										

$l, \text{м}$	8,5	7,6	8,8	9,2	9,4	9,6	9,0	8,0	8,4	8,3
$v \times 10^{-5}, \text{м}^2/\text{с}$	5,0	4,5	3,0	2,0	3,5	2,5	5,0	4,5	2,5	2,5

Методические указания к решению

Внутренний диаметр трубопровода d следует подбирать исходя из формулы Дарси для потерь по длине Δp_l :

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2},$$

где λ - коэффициент гидравлического трения,

v - средняя скорость потока в трубопроводе,

$$v = \frac{Q}{S},$$

где S – площадь поперечного сечения потока в трубопроводе:

$$S = \frac{\pi D^2}{4}.$$

Коэффициент λ определяется по формулам:

Ламинарный режим $Re < 2300$:

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

Турбулентный режим $Re > 2300$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}},$$

соответствующий закону сопротивления гладкой стенки.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu}.$$

В преобразованном виде формула Δp_l записывается следующим образом:

$$\Delta p_l = \frac{8lpQ^2 \lambda}{\pi^2 d^5}.$$

Задавая значениями $d=(10...25)*10^{-3}$ м, определяем среднюю скорость v , число Re , затем коэффициент гидравлического трения λ . Подставляя значения d и λ в уравнение, вычисляем его правую часть. Левая часть уравнения определяется, исходя из баланса давления жидкости в трубопроводе:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_l + \Delta p_{кл} + \Delta p_m.$$

Поскольку $\Delta p_m = 0,1\Delta p_l$, получаем:

$$\Delta p_l = \frac{p_1 - p_2 - \Delta p_{кл}}{1,1}.$$

Подобным образом проводим дальнейшие расчеты и сводим их в табл.2.

Таблица 2

d, м	S, м ² *10 ⁻⁴	V, м/с	Re	λ	Δp_l , МПа
10					
15					
20					
25					

Далее решаем эту задачу графоаналитическим методом.

Строим график $\Delta p_l = f(d)$, проецируем точку Δp_l , полученную в левой части уравнения и находим искомую величину $d_{\text{внутр.}}$.

Задача № 3

Расчет гидравлической напорной системы, предназначенной для подачи СОЖ в металлорежущем станке.

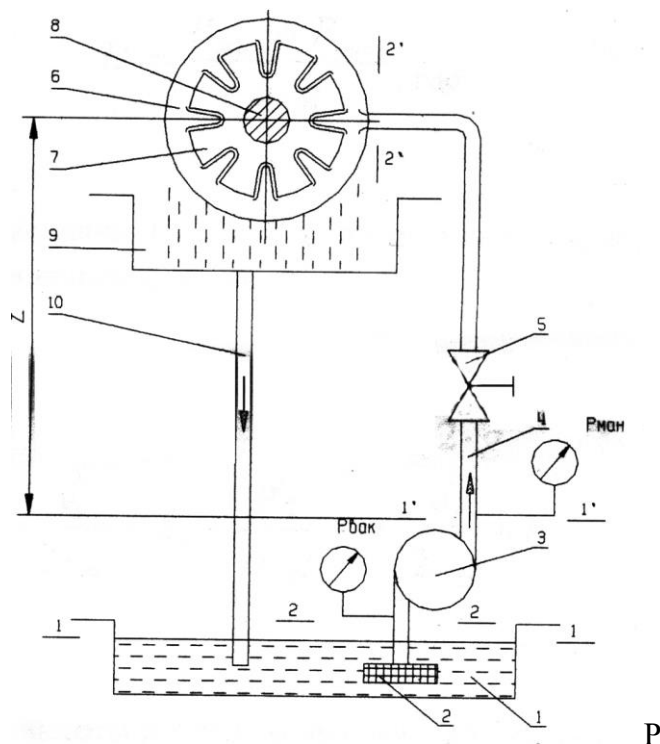


Рис. 1 Схема установки для подачи СОЖ в металлорежущем станке.

Смазывающе-охлаждающая жидкость (СОЖ) $\rho = 950 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\nu = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ с помощью насоса 3 забирается из резервуара-отстойника 1 и по напорному трубопроводу 4 подается в коллектор 6 с шестью коническими сходящимися соплами 7, из которых жидкость разбрызгивается струями по поверхности обрабатываемой детали 8 (так называемое спрейерное охлаждение). Отработанная СОЖ собирается в поддон 9 и по трубопроводу 10 сливается в резервуар - отстойник.

На трубопроводе 4 установлен вентиль 5, регулирующий расход подаваемой СОЖ, а на всасывающей патрубке насоса - сетчатый фильтр 2, предотвращающий попадание крупных твердых частиц в систему охлаждения.

1- резервуар-отстойник; 2 - фильтр; 3 - насос; 4 - трубопровод; 5 - вентиль; 6 - коллектор; 7 - конические сходящиеся сопла; 8 - обрабатываемая деталь; 9 - поддон; 10 - трубопровод.

Заданы следующие величины:

- v_c , м/с - скорость струй в соплах

- d_c , мм - диаметр сопел

- d_e , мм - диаметр всасывающего патрубка

- d_H , мм - диаметр напорного трубопровода 4

- l , м - длина напорного трубопровода 4

- Z , м - расстояние по вертикали от насоса до центра коллектора

- коэффициенты гидравлического сопротивления:

фильтра ζ_ϕ , вентиля ζ_ν и коллектора ζ_K .

Требуется определить:

- расход подаваемой СОЖ Q , м³ / с;

- потребный напор H , м, создаваемый насосом;

- Затрачиваемую насосом мощность N , кВт, с учетом его КПД $\eta = 0,75$

Принять величину коэффициента скорости сопел $\varphi = 0,96$, коэффициент кинетической энергии α в уравнении Бернулли $\alpha = 2$ (при ламинарном течении и)
 $\alpha = 1,1$ (при турбулентном.)

Высоту всасывания насоса не учитывать.

Заданные величины приведены в таблице.

Таблица

Параметры	Варианты и исходные данные										Цифра шифра студента
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
$v_c, м/с$	8,0	8,5	7,5	7,0	8,0	8,5	7,5	7,0	8,5	8,0	последняя
$d_c, мм$	5	5	4	4	5	5	4	5	4	5	последняя
$d_e, мм$	20	18	18	18	20	20	20	18	20	18	последняя

$d_n, мм$	15	14	14	15	16	15	15	14	15	16	последняя
$l, м$	1,6	1,7	1,7	1,6	1,8	1,6	1,6	1,8	1,7	1,6	предпоследняя
$z, м$	1,4	1,5	1,6	1,4	1,6	1,4	1,4	1,6	1,5	1,4	предпоследняя
ζ_ϕ	2,5	2,0	2,1	2,1	2,5	2,2	2,2	2,0	2,3	2,2	предпоследняя
ζ_ν	3,2	3,3	3,0	3,2	3,1	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3	предпоследняя
ζ_k	1,2	1,2	1,3	1,2	1,1	1,3	1,3	1,1	1,2	1,3	предпоследняя

Методические указания к выполнению задачи 1

Наибольший расход СОЖ Q_{max} при полном открытии вентиля определим

по заданной скорости струи v_c и поперечному сечению сопел, с учетом количества сопел - (n) по следующей формуле :

$$Q_{max} = v_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot n$$

Величина потребного напора H определяется по величинам манометрического давления $P_{ман}$ в зоне нагнетания, и вакуума $P_{вак}$ в зоне всасывания насоса (см. рис.) по формуле :

$$H = \frac{P_{ман} + P_{вак}}{\rho \cdot g}$$

Для определения величин $P_{ман}$ и $P_{вак}$ воспользуемся уравнением Бернулли, соединив этим уравнением сечение потока 1-1 с 2-2 и 1-1' с 2-2' (см. рисунок), тогда:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + h_{f_{1-2}}$$

$$z_1' + \frac{P_1'}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{v_1'^2}{2 \cdot g} = z_2' + \frac{P_2'}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{v_2'^2}{2 \cdot g} + h_{f_{1-2}}$$

В уравнениях:

z - геометрические высоты расположения сечений относительно выбранной плоскости сравнения;

P - давление в указанных точках потока.

v_1 - средняя скорость потока в сечении;

h_f - потеря напора на участке потока между сечениями;

α - коэффициент кинетической энергии.

Потери напора определяются по величине скоростного напора $\frac{v^2}{2g}$ и коэффициенту гидравлического сопротивления участка потока ζ_f по формуле :

$$h_f = \zeta_f \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Средние скорости в сечениях потока определяются по вычисленному расходу Q и площадям сечений потока.

В уравнении (3) плоскость сравнения намечается в плоскости сечения 1-1. По условию задачи разность высот z_1 и z_2 не учитывается, давление P_1 - равно атмосферному, а скорость $v_1 \approx 0$. Отсюда величина вакуума :

$P_{\text{вак}} = P_{\text{атм}} - P_2$ согласно уравнению (3), равна:

$$P_{\text{вак}} = (\alpha + \zeta_{f_{1-2}}) \cdot \frac{\rho \cdot v_{\text{вс}}^2}{2}$$

где

$\zeta_{f_{1-2}}$ - коэффициент гидравлического сопротивления, учитывается потери только в фильтре $\zeta_{f_{1-2}} = \zeta_{\phi}$.

Для определения $P_{\text{вак}}$ необходимо найти среднюю скорость во всасывающем трубопроводе по формуле:

$$v_{\text{вс}} = \frac{Q}{\frac{\pi d_{\text{вс}}^2}{4}}$$

Для нахождения величины α необходимо определить режим движения по числу $Re_{\text{вс}}$

В уравнении (2) плоскость сравнения намечается по сечению 1'-1'. При

этом $z_1' = 0$ и $z_2 = z$. Скорости v_1' и v_2' - равны, т.к. площади сечений 1-1 и 2-2 одинаковы.

Потеря напора $h_{f_{1'-2'}}$ (на напорной линии) включает в себя потерю по длине трубы h_l и местную потерю в вентиле h_{ϕ}

$$h_{f_{1'-2'}} = h_l + h_{\phi}$$

Обе потери определяются по величине скоростного напора, равного $\frac{v_H^2}{2g}$

Тогда средняя скорость определим по формуле :

$$v_H = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_H^2}{4}}$$

Согласно формулам Дарси и Вейсбаха - имеем :

$$h_{f_{1-2}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_H} \cdot \frac{v^2}{2g} + \zeta_\epsilon \cdot \frac{v^2}{2g} = (\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_\epsilon) \frac{v^2}{2g}, \quad (\text{Па}), \text{ где}$$

λ - коэффициент гидравлического трения, определяемый в зависимости от режима течения.

При ламинарном движении (при числе Рейнольдса $Re < 2300$) - по формуле Стокса:

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

При турбулентном движении (при числе Рейнольдса $Re > 2300$) - по формуле Блазиуса.

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Где число Рейнольдса равно $Re = v \cdot d \cdot \nu^{-1}$

Решая уравнение (4), найдем разность давлений по формуле :

$$P_1' - P_2' = \rho \cdot g \cdot z + (\lambda \cdot \frac{l}{d_n} + \zeta_\epsilon) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (\text{Па}), \text{ где}$$

Потеря напора в коллекторе h_k определим как местную потерю по формуле Вейсбаха (решение приближенное):

$$h_k = \zeta_k \frac{v^2}{2g}$$

Напор h_c , необходимый для создания струи, вытекающей на сопла с заданной скоростью v_c , равен :

$$h_c = \frac{1}{\varphi^2} \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ где}$$

Сравнивая величины h_k и h_c через давление, получим согласно уравнения, формулу для манометрического давления по формуле :

$$P_{ман} = \rho \cdot g \cdot z + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d_n} + \zeta_{\epsilon} \right) \cdot \frac{\rho \cdot v_n^2}{2} + \zeta_{\kappa} \cdot \frac{\rho \cdot v_n^2}{2} + \frac{1}{\phi^2} \cdot \frac{\rho \cdot v_c^2}{2},$$

Величину потребного напора H определим по формуле, а величина затрачиваемой насосом мощности N по формуле :

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}$$