

Кафедра естественных наук

Решения задач размещены на сайте zadachi24.ru

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Методические указания к выполнению контрольной работы
для обучающихся по специальности

23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства
заочной формы обучения

Составители: В.Т. Волов
Е.В. Вилякина
Г.П. Токарев

Самара
2017

Гидравлика и гидропневмопривод: методические указания к выполнению контрольной работы для обучающихся по специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства заочной формы обучения/ составители : В.Т. Волов, Е.В. Вилякина, Г.П. Токарев. – Самара : СамГУПС, 2017. – 20 с.

Методические указания предназначены для выполнения контрольной работы по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод» в плане самостоятельной работы обучающихся по специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства.

Утверждены на заседании кафедры 4 апреля 2017 г., протокол № 8.
Печатаются по решению редакционно-издательского совета университета.

Составители: В.Т. Волов
Е.В. Вилякина
Г.П. Токарев

Рецензенты: д.т.н., профессор, зам. заведующего кафедрой «Теплотехника и тепловые двигатели» СГАУ В.В. Бирюк;
к.ф.-м.н., доцент кафедры «ПМИИС» СамГУПС В.П. Кузнецов

Под редакцией заведующего кафедрой

Подписано в печать 30.11.2017. Формат 60x90 1/16.
Усл. печ. л. 1,25. Заказ 215.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цель дисциплины – теоретическая и практическая подготовка инженеров в области гидравлики, гидравлических и пневматических машин и других устройств для обработки, подачи и перемещения жидкостей и газов, необходимых для дальнейшего изучения специальных дисциплин и практической деятельности по специальности.

Задачами дисциплины является формирование умений и навыков по следующим направлениям инженерной деятельности:

- знание основных понятий, законов и моделей гидравлики и гидропневмопривода;
- знание и умение использования методов теоретического и экспериментального исследования в области гидравлики и гидропневмопривода;
- проводить расчеты гидравлических машин; проектировать и составлять схемы гидравлических и пневматических передач, пользоваться современной аппаратурой, стендами и научным оборудованием для проведения испытаний и обработки результатов. В результате освоения дисциплины обучающийся должен частично освоить компетенцию:

способностью осуществлять контроль за параметрами технологических процессов производства и эксплуатации наземных транспортно-технологических средств и их технологического оборудования.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен

знать: основные понятия, законы и модели гидравлики и гидропневмопривода;

уметь: применять основные законы гидравлики и гидропневмопривода для решения практических задач, проводить расчеты гидравлических машин; проектировать и составлять схемы гидравлических и пневматических передач, пользоваться современной аппаратурой, стендами и научным оборудованием для проведения испытаний и обработки результатов;

владеть: методами теоретического и экспериментального исследования в области гидравлики и гидропневмопривода.

При изучении курса «Гидравлика и гидропневмопривод» обучающиеся должны:

- соблюдать единство терминологии и обозначений в соответствии с действующими стандартами РФ и использовать международную систему единиц измерений;
- применять технические средства обучения и наглядные пособия;
- использовать нормативно-техническую документацию, разработки НИИ, материалы журналов и других периодических изданий по расчету, выбору и эксплуатации гидравлических машин, систем и устройств.

Изучение курса «Гидравлика и гидропневмопривод» базируется на знаниях математики, физики, химии.

При изучении курсов гидравлики и гидропневмопривода обучающийся должен выполнить одну контрольную работу. Номер варианта выбирается по последней цифре его шифра.

Перед решением задачи обучающийся должен проработать соответствующий раздел курса гидравлики и гидропневмопривода.

При выполнении контрольной работы необходимо соблюдать следующие условия:

1. Решение задач вести поэтапно, с пояснением каждого хода решения.
2. Перед вычислением искомых величин следует вначале написать расчетную формулу в буквенном выражении, затем подставить численные значения всех входящих в нее параметров и привести окончательный ответ.
3. В приводимых расчетных формулах поясняются все входящие в них параметры.
4. У всех размерных величин должна быть поставлена размерность. Размерность всех величин должна быть выражена в Международной системе единиц СИ.
5. Значения всех коэффициентов следует обосновывать ссылкой на литературу с указанием автора, названия источника, года издания и номера страницы.
6. Чертежи к работе, как правило, должны выполняться на миллиметровке и вклеиваться или вшиваться в работу.
7. При построении расчетных графиков нужно указывать величины, откладываемые по осям графика, с обозначением их размерностей.
8. В конце работы привести список литературы, которой пользовался студент в процессе выполнения работы, с указанием автора, названия, места и года издания.
9. Все отмеченные рецензентом ошибки должны быть исправлены, а сделанные указания должны быть выполнены. Исправлять ошибки следует отдельно по каждой задаче на чистой стороне листа.

Работа может быть зачтена только в том случае, если она не содержит принципиальных и грубых арифметических ошибок. Арифметические ошибки, вызванные несоблюдением единства размерностей или какой-либо небрежностью при расчете, будут оценены наравне с принципиальными ошибками методического характера.

ВНИМАНИЕ! Категорически запрещается в настоящих методических указаниях делать какие-либо пометки в тексте или на рисунках.

Задача № 1

На рис. 1 представлено начальное положение гидравлической системы дистанционного управления (рабочая жидкость между поршнями не ската). При перемещении ведущего поршня (его диаметр D) вправо жидкость постепенно сжимается и давление в ней повышается. Когда манометрическое давление p_m достигает определенной величины, сила давления на ведомый поршень (его диаметр d) становится больше силы сопротивления F , приложенной к штоку ведомого поршня. С этого момента приходит в движение вправо и ведомый поршень. Диаметр соединительной части цилиндров δ , длина l (см. табл.1).

Требуется определить диаметр ведущего поршня D , необходимый для того, чтобы при заданной величине силы F ход L обоих поршней был один и тот же.

Коэффициент объемного сжатия рабочей жидкости принять $\beta_w = 0,0005 \text{ МПа}^{-1}$.

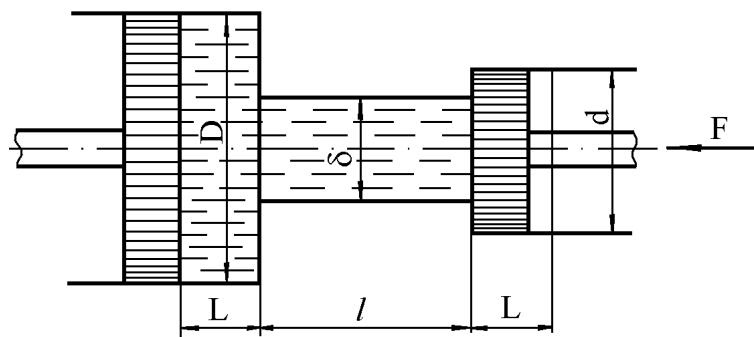


Рис.1

Таблица 1

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	40	36	48	56	40	50	60	52	45	25
L , мм	60	50	64	72	80	40	72	54	50	34
δ , мм	20	16	24	28	20	34	40	22	30	10
l , м	5	2,2	2	2,4	3,8	2	2,3	2,5	2,5	1,75
F , кН	30,2	23,7	34,6	67,9	19,8	33,9	50,8	35,5	31,8	13

Указания к решению задачи № 1

Ведомый поршень начнет движение вправо, когда сила давления на него жидкости станет равной силе трения F , приложенной к штоку. Исходя из этого, следует определить манометрическое давление p_m , при котором начнется движение ведомого поршня. Для достижения этого давления, при сжатии жидкости ведущий поршень должен пройти некоторый путь ΔL , соответствующий уменьшению первоначального объема жидкости на величину ΔW , после чего начинается движение обоих поршней. При этом объем

жидкости, вытесняемый из левой полости системы, равен объему, поступающему в правую полость.

На основании заданного условия должно выполняться равенство:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} (L - \Delta L) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} L.$$

С другой стороны, на основании формулы коэффициента объемного сжатия:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \Delta L = \Delta W = \beta_w \cdot W \cdot p_m,$$

где W – первоначальный (исходный) объем гидравлической системы дистанционного управления.

Используя эти уравнения, следует найти искомую величину необходимого диаметра ведущего поршня D .

Задача №2

Вал диаметром D вращается во втулке длиной l с частотой n . При этом зазор между валом и втулкой толщиной δ заполнен маслом, имеющим плотность ρ и кинематическую вязкость v (рис. 2). Исходные данные см. табл. 2.

Требуется определить величину вращающего момента M , обеспечивающего заданную частоту вращения вала.

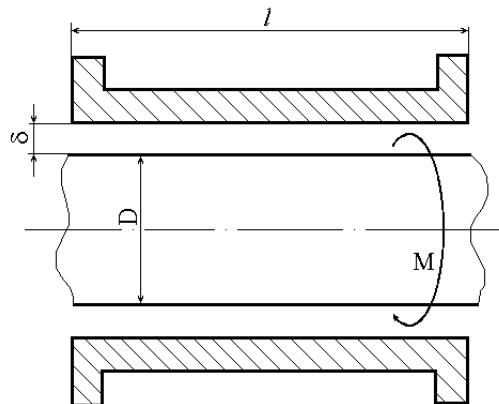


Рис. 2

Указания к решению задачи № 2

При решении задачи применяется формула Ньютона для силы трения F . Поскольку толщина слоя масла мала, можно считать, что скорости изменяются в нем по прямолинейному закону. При этом градиент скорости $\frac{dv}{dh} = \frac{v}{\delta}$. Скорость на поверхности вала равна линейной скорости вращения: $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$, а вращающий момент $M = F \frac{D}{2}$.

вала равна линейной скорости вращения: $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$, а вращающий момент $M = F \frac{D}{2}$.

Таблица 2

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	250	200	300	400	350	150	125	100	450	150
l , мм	650	450	500	800	700	600	550	300	1000	350
δ , мм	1,2	1,5	2	3	2,5	2	1,3	1,6	3	1,5
ρ , кг/м ³	880	960	850	890	900	910	920	870	900	860
v , см ² /с	0,1	15	0,15	0,05	0,07	0,65	0,9	0,14	0,2	0,06
n , 1/мин	810	100	600	500	350	700	300	660	900	1500

Задача № 3

Определить показание мановакуумметра p , если к штоку поршня приложена сила F , его диаметр d , высота жидкости H , плотность ρ (рис. 3). Исходные данные см. табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	0,1	0,2	0,5	0,4	0,3	0,6	0,05	0,08	0,25	0,7
d , мм	100	150	200	125	50	75	100	250	150	200
H , м	1,5	2	1	1,3	2,5	1,4	3	2,2	1,66	2,55
ρ , кг/м ³	800	850	1000	880	920	960	870	900	870	890

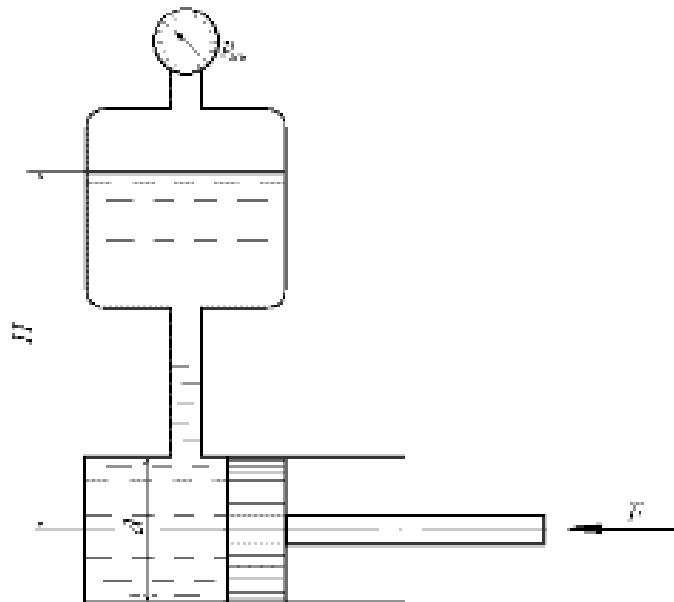


Рис. 3

Указания к решению задачи № 3

Искомая величина давления p определяется из равенства силы давления на поршень со стороны жидкости силе давления, приложенной к штоку.

Задача № 4

Вертикальный цилиндрический резервуар высотой H и диаметром D закрывается полусферической крышкой, сообщающейся с атмосферой через трубу с внутренним диаметром d (рис. 4). Резервуар заполнен мазутом, плотность которого $\rho = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$. Исходные данные см. табл. 4.

Требуется определить:

1. Высоту поднятия мазута h в трубе при повышении температуры на $t^\circ\text{C}$.
2. Усилие, отрывающее крышку резервуара при подъеме мазута на высоту h за счет его разогрева.

Коэффициент температурного расширения мазута принять равным $\beta_t = 0,00072 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

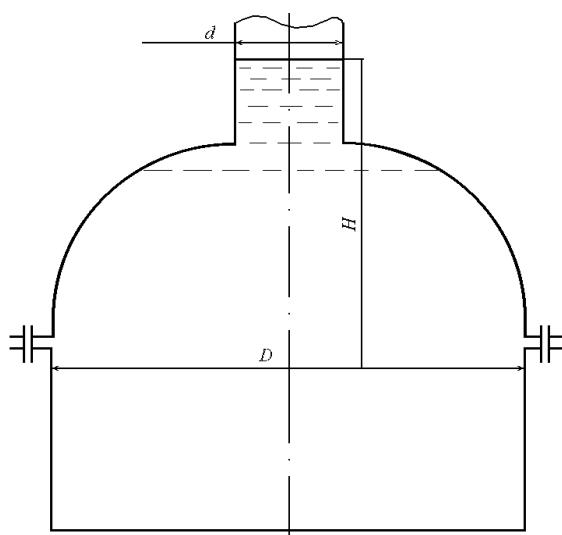


Рис. 4

Таблица 4

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, \text{ м}$	2	2,5	1,8	1,5	2,2	1,6	2,4	1,7	2,3	1,3
$H, \text{ м}$	2	3	1,5	2,5	2,2	2,6	3,2	2,8	3,1	1,2
$d, \text{ мм}$	250	300	150	100	125	75	350	250	200	100
$t, {}^\circ\text{C}$	15	20	25	10	15	20	25	15	10	25

Указания к решению задачи № 4

Вначале необходимо определить объем резервуара, состоящий из цилиндрической и полусферической частей. Это будет первоначальный объем мазута. Затем, используя формулу коэффициента температурного расширения β_t , найти приращение этого объема за счет его расширения при нагреве на $t {}^\circ\text{C}$. Поделив найденное приращение объема ΔW на площадь поперечного сечения трубы, получим искомую высоту поднятия мазута h .

Для нахождения усилия, отрывающего крышку резервуара от плоскости разъема, необходимо найти объем тела давления W (объем, ограниченный горизонтальной плоскостью, проведенной по свободной поверхности мазута в трубе, и полусферической крышкой). Этот объем будет состоять из объема цилиндра диаметром D и высотой $(D+h)$ минус объем полусфера диаметром D и объем малого цилиндра диаметром d и высотой h .

Искомое усилие: $P_y = \rho \cdot g \cdot W$.

Задача № 5

Поршень диаметром D имеет n отверстий диаметром d_0 каждое (рис. 5). Отверстия рассматривать как внешние цилиндрические насадки с коэффициентом расхода $\mu = 0,82$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Определить скорость v перемещения поршня вниз, если к его штоку приложена сила F . Исходные данные см. табл. 5.

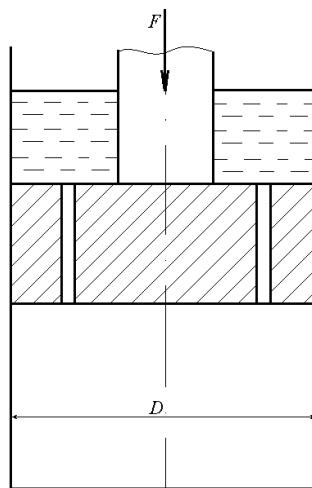


Рис. 5

Указания к решению задачи № 5

Следует определить величину давления под поршнем, определяемую силой, приложенной к поршню, и площадью поршня за вычетом суммарной площади отверстий. Этим давлением и будет определяться расход жидкости из каждого отверстия (насадка), а скорость перемещения поршня вниз определится делением суммарного расхода из всех отверстий на площадь поперечного сечения поршня.

Таблица 5

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, \text{ мм}$	50	55	60	70	100	80	110	140	200	125
$d_0, \text{ мм}$	2	5	10	8	12	6	10	8	12	4
n	5	3	2	6	4	8	5	10	5	8
$F, \text{ кН}$	10	15	20	12	8	14	25	18	16	15

Задача № 6

Центробежный насос (рис. 6) откачивает воду из сборного колодца в резервуар с постоянным уровнем H по трубопроводам размерами l_1, d_1 и l_2, d_2 .

Эквивалентная шероховатость поверхности труб Δ , плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $v = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$, расстояние $a = 1 \text{ м}$. Исходные данные см. табл. 6.

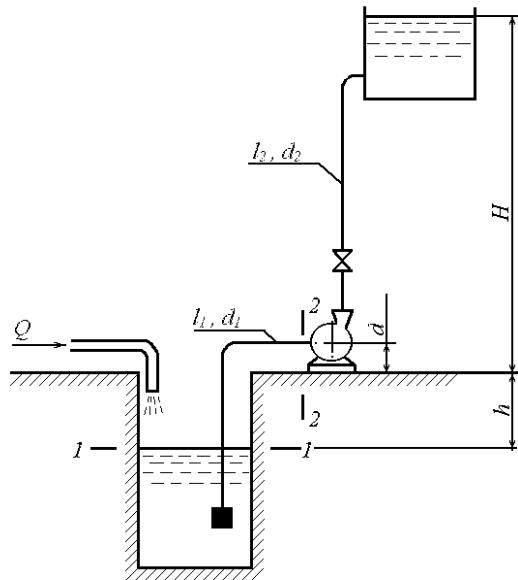


Рис. 6

Характеристики насоса представлены следующими параметрами:

$Q, \text{ л}/\text{с}$	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$H_h, \text{ м}$	45	47,5	48,5	48	47	45	40	35	30	22,5	15
$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$	—	—	8,2	8	7,6	7	6,6	6	5,5	4,75	4

При расчетах принять суммарные коэффициенты местных сопротивлений на всасывающей линии $\zeta_1 = 10$, на напорной линии $\zeta_2 = 6$.

Требуется определить:

- На какой глубине h установится уровень воды в колодце, если приток в него Q ?
- Вакуумметрическую высоту всасывания при входе в насос $H_{\text{вак}}$, выраженную в метрах водяного столба (м вод. ст.).
- Максимальную допустимую геометрическую высоту всасывания при заданном расходе.

Таблица 6

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H, \text{ м}$	42	38	40	33	30	23	17	12	28	26
$l_1, \text{ м}$	8	12	10	15	12	9	11	14	13	7
$l_2, \text{ м}$	46	48	50	40	35	25	20	15	36	30
$d_1, \text{ мм}$	100	125	80	100	125	100	125	150	80	125
$d_2, \text{ мм}$	75	125	80	125	150	100	150	125	75	100
$\Delta, \text{ мм}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,5
$Q, \text{ л/с}$	8	10	6	12	14	16	18	20	15	17

Указания к решению задачи № 6

Пользуясь заданными параметрами, построить характеристики насоса, выраженные кривыми:

$$H_H = f(Q) \text{ и } H_{BAK}^{DOP} = a(Q),$$

где H_H – напор, развиваемый насосом при заданном расходе Q ; H_{BAK}^{DOP} – допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса по условию кавитации при заданном расходе. По построенным кривым определить при заданном значении Q величины H_H и H_{BAK}^{DOP} .

Напор, развиваемый насосом, расходуется на подъем воды на геометрическую высоту $H_e = H + h$ и преодоление потерь напора во всасывающей и нагнетательной линиях:

$$H_H = H_e + h_1 + h_2 = H + h + h_1 + h_2,$$

откуда искомая величина:

$$h = H_H - H - h_1 - h_2,$$

где h_1 и h_2 – потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях, состоящие из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях, м.

Потери напора h_l по длине следует определить по формуле Дарси:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g},$$

где λ – гидравлический коэффициент трения; l – длина трубопровода, м; d – диаметр трубопровода, м; υ – скорость движения воды, м/с.

Гидравлический коэффициент трения λ определяется по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

где $Re = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}$ – число Рейнольдса, определяющее режим движения.

Потери в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха – Дарси:

$$h_m = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Вакуумметрическая высота всасывания при входе в насос определяется из уравнения Бернулли, составленного для сечений 1–1 и 2–2 (см. рис. 6), приняв за горизонтальную плоскость сравнения сечение 1–1.

Максимальная допустимая геометрическая высота всасывания при заданном расходе определяется по формуле

$$H_{\text{Г.В.}}^{\text{доп}} = H_{\text{БАК}}^{\text{доп}} - \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2n} - h_1,$$

где h_1 и $\frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2g}$ – потеря напора и скоростной напор во всасывающей линии при заданном расходе; $H_{\text{БАК}}^{\text{доп}}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания, определяемая по графику.

Задача № 7

Центробежный насос, характеристика которого описывается уравнением $H = H_0 - k \cdot Q^2$, нагнетает жидкость в трубопровод, требуемый напор для которого определяется по формуле $H_{\text{тр}} = H_r + S \cdot Q^2$ (H_r – геометрическая высота подачи жидкости; S – коэффициент сопротивления трубопровода).

Требуется:

1. Определить подачу насоса и его напор при известных значениях H_0 , H_r , k и S .
2. Установить, как изменятся напор и подача, если к заданному насосу присоединить другой насос такой же марки сначала последовательно, а затем параллельно.

Исходные данные см. табл. 7.

Таблица 7

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H_0 , м	20	25	30	40	45	38	42	45	36	22
H_r м	10	15	12	20	25	18	22	24	16	8
$k \cdot 10^{-4}$, $\text{с}^2/\text{м}^5$	1,25	0,69	0,83	0,82	1,25	1,52	1,17	1,8	2,25	1,8
$S \cdot 10^{-3}$, $\text{с}^2/\text{м}^5$	154	24,3	5,3	0,93	0,24	36,4	10,6	0,3	256	18,2

Указания к решению задачи №7

Задавшись несколькими расходами Q , равными 0; 5; 10; 15; 20 л/с и т.д., вычислить по приведенным зависимостям развиваемый при этих расходах насосом напор H и требуемый для заданного трубопровода напор $H_{\text{тр}}$. Расчеты свести в таблицу.

По полученным данным построить совмещенный график напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики трубопровода $H_{\text{тр}} = f(Q)$, откладывая по оси абсцисс значения расходов Q , а по оси ординат напоры H . Точка пересечения характеристики трубопровода с характеристикой насоса определит его рабочую точку, т.е. искомую подачу насоса Q и развиваемый им напор H , поскольку в этой точке напор, требуемый для заданного трубопровода, и напор, развиваемый насосом, совпадают.

Для ответа на второй вопрос задачи необходимо построить суммарные характеристики двух насосов, соединенных последовательно и параллельно.

При построении суммарной характеристики двух насосов, соединенных последовательно, складываются напоры при соответствующих подачах.

При построении суммарной характеристики двух насосов, соединенных параллельно, складываются подачи при соответствующих напорах.

Точка пересечения характеристики трубопровода с суммарными характеристиками насоса определит рабочую точку для каждого случая соединения насосов.

Все построения выполнить на одном чертеже.

Задача № 8

Гидравлическое реле времени, служащее для включения и выключения различных устройств через фиксированные интервалы времени, состоит из цилиндра, в котором помещен поршень диаметром D_1 , со штоком-толкателем диаметром D_2 .

Цилиндр присоединен к емкости с постоянным уровнем жидкости H_0 . Под действием давления, передающегося из емкости в правую полость цилиндра, поршень перемещается, вытесняя жидкость из левой полости в ту же емкость через трубку диаметром d (рис. 7). Исходные данные см. табл. 8.

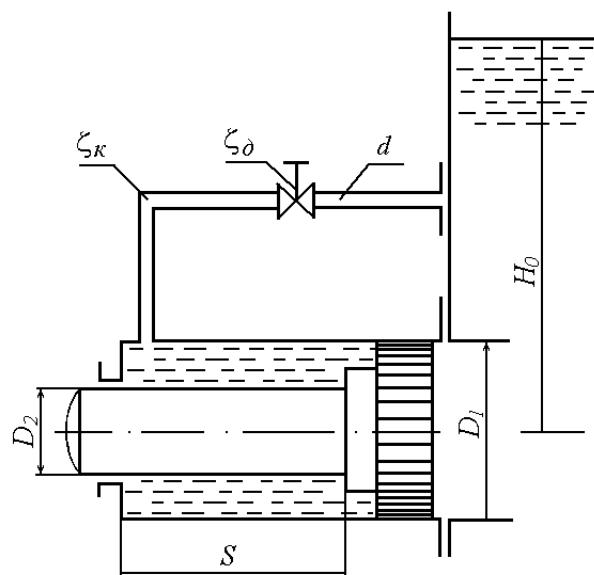


Рис. 7

Таблица 8

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_1 , мм	80	90	140	100	125	50	110	45	180	55
D_2 , мм	40	45	70	50	60	25	55	22	90	28
H_0 , м	0,9	1	1,5	2	1,8	1,4	2,2	1,2	0,8	1,6
d , мм	10	121	16	10	25	12	25	8	32	12
S , мм	100	150	200	250	300	350	500	400	450	550
ζ_d	22	15	20	25	18	32	17	12	20	10

Требуется:

Вычислить время T срабатывания реле, определяемое перемещением поршня на расстояние S из начального положения до упора в торец цилиндра.

Движение поршня считать равномерным на всем пути, пренебрегая незначительным временем его разгона.

В трубке учитывать только местные потери напора, считая режим движения жидкости турбулентным. Коэффициент сопротивления колена $\zeta_k = 1,5$ и дросселя на трубке ζ_d .

Утечками и трением в цилиндре, а также скоростными напорами жидкости в его полостях пренебречь.

Указания к решению задачи № 8

Сила давления жидкости на поршень справа:

$$p_n = \rho \cdot g \cdot H_o \cdot S_n,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; S_n – площадь поршня, м².

Сила давления слева:

$$p_l = \rho \cdot g \cdot H_o \cdot (S_n - S_w),$$

где S_w – площадь штока, м².

Равнодействующая сила, действующая на площадь (сила, перемещающая поршень):

$$p = p_n - p_l = \rho \cdot g \cdot H_o \cdot S_w.$$

При равномерном движении поршня эта сила должна уравновешиваться силой сопротивления движению поршня со стороны жидкости, которая будет равна:

$$F = \Delta p \cdot (S_n - S_w),$$

где Δp – потеря давления при прохождении жидкости по трубке из левой полости цилиндра в правую, которая равна:

$$\Delta p = \zeta_k \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{v^2}{2g} + \zeta_d \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где v – скорость движения жидкости по трубке, м/с.

Из условия равенства этих сил находятся величина скорости движения жидкости в трубке v и расход жидкости Q . Зная расход, можно определить скорость движения поршня v_n и время срабатывания реле T .

Задача № 9

На рис. 8 дана схема гидропривода, применяемого в скреперах. Гидропривод состоит из масляного бака 1, насоса 2, обратного клапана 3, распределителя 4, гидроцилиндров 5, трубопроводов 6, предохранительного клапана 7, фильтра 8.

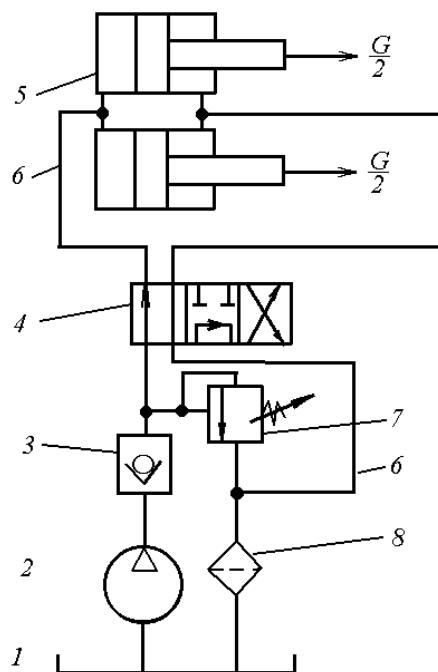


Рис. 8

Исходные данные:

- Усилие G , передаваемое двумя цилиндрами рабочему органу (см. табл. 9).
- Скорость движения рабочего органа $v = 0,2 \text{ м/с}$.
- Длина трубопровода от насоса до входа в цилиндры $l_1 = 6 \text{ м}$, от выхода из цилиндров до фильтра – $l_2 = 8 \text{ м}$. На трубопроводе имеются: обратный клапан ($\zeta_{kl} = 3$), распределитель ($\zeta_p = 2$), два параллельно расположенных силовых цилиндра (коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе из цилиндра: $\zeta_{ex} = 0,8$; $\zeta_{vых} = 0,5$), фильтр ($\zeta_f = 12$), девять поворотов под углом 90° ($\zeta_{повор} = 2$), один прямоугольный тройник с транзитным потоком ($\zeta_m = 0,2$) и три прямоугольных тройника с отводимым под углом 90° потоком ($\zeta_{m90} = 1,2$).
- Рабочая жидкость – веретенное масло: $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$, $v = 0,4 \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{с}$.
- Общий КПД насоса $\eta = 0,85$; объемный КПД силового гидроцилиндра $\eta_0 = 0,90$.

Требуется определить:

1. Внутренний диаметр гидроцилиндра (диаметр поршня) d_u , диаметр штока поршня d_{uu} .
2. Диаметры трубопроводов d_{m1} и d_{m2} .
3. Подачу, напор и мощность насоса.

Таблица 9

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G, \text{ кН}$	85	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Указания к решению задачи № 9

При расчете гидропривода рекомендуется придерживаться следующей последовательности:

1. Назначить давление p в силовом цилиндре гидродвигателя в зависимости от величины усилия, прикладываемого к штоку одного поршня (см. табл. 10).

Таблица 10

Усилие $G, \text{ кН}$	Давление $p, \text{ МН/м}^2$
10 – 20	≤ 6
20 – 30	6 – 10
30 – 50	10 – 12
50 – 100	12 – 16

2. Зная величину усилия G , приходящегося на один цилиндр гидродвигателя, и задавшись величиной давления p , следует вычислить площадь цилиндра гидродвигателя, определить его диаметр и по полученному значению d_u подобрать стандартный диаметр.

По стандарту приняты следующие внутренние диаметры гидроцилиндров: 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 180, 200, 220 мм.

3. Определить диаметр штока поршня, помня, что соотношение диаметра штока d_{uu} и внутреннего диаметра цилиндра d_u зависит от давления в гидросистеме и принимается в пределах:

$$\text{при } p \text{ до } 10 \text{ МН/м}^2 : \frac{d_{uu}}{d_u} = 0,5 ;$$

$$\text{при } p \text{ выше } 10 \text{ МН/м}^2 : \frac{d_{uu}}{d_u} = 0,7 .$$

По полученным значениям d_{uu} выбрать стандартные диаметры штока.

По стандарту принятые следующие диаметры штоков: 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180 мм.

4. Определить расход цилиндра гидродвигателя Q_u и подачу насоса $Q_h = Q_u$.

5. Определить расход штоковой полости цилиндра Q_{uw} и расход $Q_{om} = 2Q_{uw}$, проходящий по отводящей линии длиной l_2 .

6. Определить диаметры подводящего и отводящего трубопроводов d_{m1} и d_{m2} гидросистемы, задавшись скоростью движения масла и $v = 4 \div 6$ м/с.

По полученным значениям d_m подобрать стандартные диаметры трубопровода.

По стандарту принятые следующие диаметры трубопровода: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80 мм.

7. Установить соответствующие этим диаметрам фактические скорости движения жидкости в подводящем и отводящем трубопроводах $v_{\phi1}$ и $v_{\phi2}$.

8. С учетом фактических скоростей определить потери напора в трубопроводах гидросистемы. Они будут складываться из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях.

Потери напора по длине определить по формуле Дарси:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d_m} \cdot \frac{v_\phi^2}{2g},$$

при этом при ламинарном режиме (число Рейнольдса $Re < 2320$) значение λ с учетом влияния местных сопротивлений следует определить по формуле

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

При турбулентном режиме и числах $Re \leq 10^5$ можно считать трубы гидравлически гладкими и значение λ вычислить по формуле Блазиуса:

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

Потери напора в местных сопротивлениях в каждой ветви определить по формуле:

$$h_m = \sum \zeta \cdot \frac{v_\phi^2}{2g},$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Наличие конкретных местных сопротивлений в каждой линии определяется по чертежу.

9. Определить напор насоса H .

Давление, развиваемое насосом, затрачивается на создание рабочего давления в цилиндре со стороны поршня p_n и преодоление потери давления в подводящей линии Δp_1 :

$$p_n = \Delta p_1 + p_1.$$

Давление в штоковой полости цилиндра равно потере давления в отводящей линии Δp_2 .

При движении поршня гидроцилиндра сила давления со стороны поршня уравновешивается силами, приложенными со стороны штока:

$$p_n S_n = \Delta p_2 \cdot (S_n - S_{uu}) + G,$$

где S_n и S_{uu} – площади поршня и штока, м; G – сила приложенная к штоку поршня, Н.

Откуда:

$$p_n = \frac{\Delta p_2 \cdot (S_n - S_{uu}) + G}{S_n}, \quad p_n = \Delta p_1 + \frac{\Delta p_2 \cdot (S_n - S_{uu}) + G}{S_n}.$$

Напор насоса:

$$H = \frac{p_n}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta p_2}{\rho \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{S_{uu}}{S_n} \right) + \frac{G}{\rho \cdot g S_n} = h_1 + h_2 \cdot \left(1 - \frac{S_{uu}}{S_n} \right) + \frac{G}{\rho \cdot g S_n}$$

где h_1 и h_2 – потери напора по длине и в местных сопротивлениях соответственно в подводящей и отводящих линиях, м.

10. Вычислить мощность насоса:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Задание	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номера контрольных вопросов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30

1. Основные физические свойства жидкостей. Сжимаемость жидкости. Вязкость и внутреннее трение в жидкости.
2. Гидростатическое давление и его свойства. Основное уравнение гидростатики и его геометрический и энергетический смысл.
3. Сила давления жидкости на плоские поверхности.
4. Сила давления жидкости на криволинейные поверхности.
5. Уравнение неразрывности несжимаемой жидкости.
6. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости.
7. Геометрический и энергетический смысл уравнения Бернулли для реальной жидкости.
8. Основное уравнение равномерного движения жидкости.
9. Подобие гидромеханических процессов.
10. Режимы движения жидкости. Критическое число Рейнольдса.
11. Расход и средняя скорость ламинарного потока. Распределение скоростей. Потери напора на трение при ламинарном режиме.
12. Распределение скоростей и потери напора по длине при турбулентном режиме в гидравлически гладких трубах.
13. Потери напора на трение при турбулентном режиме с учетом шероховатости.
14. Уравнение Шези. Коэффициент Шези.
15. Истечение жидкости из отверстий и насадок при постоянном напоре.
16. Истечение жидкости из отверстий при переменном напоре.
17. Неустановившееся движение жидкости, гидравлический удар.
18. Работа гидравлического тарана.
19. Классификация насосов. Устройство, принцип действия центробежного насоса.
20. Пересчет рабочих характеристик лопастных насосов на другое число оборотов.
21. Параллельная работа насосов.
22. Последовательная работа насосов.
23. Гидротурбины.
24. Струйные насосы.
25. Гидродинамические передачи.
26. Гидромуфты.
27. Гидротрансформаторы.
28. Объемные насосы. Объемный гидропривод.
29. Элементы гидроавтоматики. Следящий гидропривод.
30. Насосы специального назначения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ухин, Б. В. Гидравлика : учебное пособие для вузов. Стандарт третьего поколения / Б. В. Ухин ; рек. УМО. – М. : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2014. – 464 с.
2. Гиргидов, А. Д. Механика жидкости и газа (гидравлика) : учебник для вузов / А. Д. Гиргидов ; рек. м-вом образов. и науки РФ. – М. : ИНФРА-М, 2015. – 704 с.
3. Гидравлика, пневматика и термодинамика : курс лекций. Стандарт третьего поколения / доп. м-вом образов. и науки РФ ; под ред. В. М. Филина. – М. : ФОРУМ; ИНФРА-М, 2015. – 320 с.
4. Гусев, А. А. Гидравлика. Теория и практика : учебник для вузов / А. А. Гусев ; МГСУ; доп. м-вом образов. и науки РФ. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2015. – 285 с.
5. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие для вузов / доп. УМО по образованию в обл. трансп. машин и трансп.-технологич. комплексов ; под ред. С. П. Стесина. – 2-е изд., стереотип. – М. : Академия, 2006. – 336 с.
6. Штеренлихт, Д.Б. Гидравлика : учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп.; рек. МО РФ. – М.: КолосС, 2004. – 656 с.: ил.
7. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропривод : учеб. пособ. – Ч. 1. – Основы механики жидкости и грунтов / А.А. Шейпак; рек. МО РФ. – М.: МГИУ, 2003. – 192 с.
8. Сборник задач по машиностроительной гидравлике : учеб. пособие для вузов / под ред. И.М. Куколевского, Л.Г. Подвидза; доп. МО РФ. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 448 с.